



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012



ÍNDICE

1. MEMORIA
2. CÁLCULOS
3. PLANOS
4. PLIEGO DE CONDICIONES
5. PRESUPUESTO
6. BIBLIOGRAFÍA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

MEMORIA

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012



1. MEMORIA

ÍNDICE

1.1. OBJETO DEL PROYECTO	4
1.2. ANTECEDENTES.....	4
1.3. VIABILIDAD ECONÓMICA.....	5
1.4. PROCESO DE DISEÑO.....	7
1.5. ALTERNATIVAS	9
1.5.1. Opción 1: Atracción tipo péndulo.....	9
1.5.2. Opción 2: Atracción tipo revolución	11
1.5.3. Opción 3. Atracción tipo saltamontes.....	13
1.5.4. Opción 4. Atracción tipo saltamontes con más movimientos.....	15
1.5.5. Opción definitiva.	16
1.6. PUNTO DE PARTIDA.....	17
1.7. NORMATIVA	19
1.8. PREDIMENSIONADO Y OBTENCIÓN DE SOLICITACIONES.	19
1.9. MODELO EN MATLAB-SIMMECHANICS.	20
1.9.1. Entorno de la máquina.	21
1.9.2. Suelo.	22
1.9.3. Cuerpo.....	23
1.9.4. Brazo.....	25
1.9.5. Actuador hidráulico.	26
1.9.6. Soporte del asiento.....	29
1.9.7. Asiento y pasajeros	31
1.9.8. Modelo completo	31
1.10. DISEÑO EN CATIA.....	31
1.10.1. Diseño del brazo.....	32
1.10.1.1. Primera solución.....	32
1.10.1.2. Segunda solución.....	32
1.10.1.3. Tercera solución.	33
1.10.1.4. Cuarta solución.....	34
1.10.1.5. Solución definitiva.	36
1.10.1.6. Solución alternativa.....	38



1.10.2.	Diseño del mecanismo de unión para el soporte del asiento.....	39
1.10.2.1.	Diseño definitivo.	40
1.10.3.	Soporte para los asientos.	41
1.10.4.	Soporte del brazo.....	44
1.10.4.1.	Primera propuesta.	44
1.10.4.2.	Segunda propuesta.....	45
1.10.4.3.	Diseño definitivo.	46
1.10.5.	Diseño de la columna.	47
1.10.5.1.	Primer diseño.....	47
1.10.5.2.	Segundo diseño.....	48
1.10.5.3.	Diseño definitivo.	49
1.10.6.	Diseño de la base.....	50
1.10.6.1.	Primer diseño.....	50
1.10.6.2.	Segundo diseño.....	51
1.10.7.	Diseño de la plataforma.	52
1.10.8.	Mascota de la atracción.	53
1.9.9.	Sistema de elevación de la mascota.....	54
1.9.10.	Conjunto.....	55
1.10.	MONTAJE Y TRANSPORTE.....	57
1.11.	CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS.	62
1.12.	CÁLCULO DE TORNILLOS.....	63
1.13.	ELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	63
1.14.	ELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.	64
1.15.	CÁLCULO DE ENGRANAJES.	64
1.16.	CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD.	65
1.17.	FABRICACIÓN.	65
1.18.	SOLUCIÓN FINAL. CONCLUSIONES.....	66
1.19.	VALORACIÓN PERSONAL DEL PROYECTO.	69



1.1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto del proyecto final de carrera que se va a llevar a cabo es el diseño y cálculo de una atracción de feria.

Hoy en día este tipo de atracciones son muy utilizadas en los periodos festivos de pueblos y ciudades. Al ser máquinas destinadas al público en general, es muy importante que el diseño cumpla con las especificaciones de seguridad y a la vez sea atractivo y capaz de entretener al público. Por ello se considera un proyecto interesante para un ingeniero industrial, ya que combina diferentes campos de la ingeniería sin perder de vista el objetivo de satisfacer las necesidades de los clientes.

La atracción que se va a desarrollar en este proyecto consistirá en un cuerpo central, doce brazos y dos asientos por cada brazo. Las cabinas tendrán un movimiento de rotación alrededor de su propio eje. A su vez cada brazo podrá oscilar verticalmente respecto del cuerpo central. Para conseguir dicho movimiento, cada brazo estará actuado por un sistema neumático de forma que pueda oscilar cada uno de ellos de forma independiente. Por último, todo el conjunto rotará alrededor del eje del cuerpo central gracias a la ayuda de un motor eléctrico.

En el diseño se tendrán también en cuenta las etapas de montaje y de desmontaje de la máquina. Este tipo de atracciones suelen ser transportadas en un solo camión por lo que resulta interesante, a la par que complicado, diseñar un modo de plegar todos sus brazos de forma rápida y sencilla para poder cumplir con las dimensiones máximas del remolque de un camión. El diseño del chasis del camión podría ser objeto de otro proyecto fin de carrera, por lo que no se detallará de forma específica.

Por lo tanto en el proyecto se van a recoger y poner en práctica todos los conocimientos sobre ingeniería mecánica adquiridos durante la carrera y más en concreto aquellos que se refieren al diseño de máquinas. Se emplearán también nociones de máquinas eléctricas y mecánica de fluidos para dimensionar los sistemas que dotan de movimiento al conjunto.

1.2. ANTECEDENTES

En la actualidad las atracciones de feria son usadas con mucha asiduidad en fiestas de pueblos y de ciudades. Existe un amplio rango de atracciones desde muy sencillas y para niños a muy complejas y para adultos. Sin embargo todas ellas tienen un cierto grado de complejidad que hace de su diseño un reto muy interesante.

Un aspecto fundamental que hace interesante el diseño es la seguridad. A pesar de ser elementos inspeccionados a menudo, no es extraño encontrar casos de fallos de componentes que suponen un riesgo para la salud de los pasajeros e incluso de las personas que estén en los alrededores de la atracción. Existen casos cercanos a la fecha de creación



de este proyecto como un accidente el parque Tibidabo en el año 2010 en el que murió una persona y otras tres fueron heridas o más recientemente un accidente en Alicante en Enero de 2012 donde un brazo se desprendió de la atracción causando 8 heridos. Por esto se considera interesante tratar de analizar y diseñar la estructura fundamental de la máquina y comprobar qué aspectos podrían ser críticos en la seguridad.

Hay que destacar también la situación actual de las atracciones en España. Si bien hay prácticamente una atracción en las fiestas de cada pueblo, hay muy pocas compañías que se dediquen a la fabricación y al diseño de este tipo de máquinas. Las principales empresas dedicadas al diseño de este tipo de máquinas son Mondial (empresa holandesa) y Zamperla (empresa italiana). Por ello resulta interesante el poder diseñar la atracción en el mismo país donde se utiliza y así no depender de empresas extranjeras para obtener la máquina. Más, si cabe, con la actual situación de dependencia energética que atraviesa el país. Podría representar también un beneficio en términos de mantenimiento y asistencia ya que los desplazamientos desde la empresa al punto donde esté la máquina se realizarían en el mismo país.

Desde el punto de vista de la ingeniería hay dos aspectos que también hacen interesante el PFC.

Por un lado está el poder aplicar las materias vistas a lo largo de la carrera en un solo proyecto. Se aplicarán los conocimientos adquiridos en física, mecánica, estructuras, dibujo o en máquinas eléctricas entre otras. Se podrán aplicar los conocimientos tanto teóricos como prácticos a un caso de diseño cercano a la realidad.

Por otro lado está el interés como proyecto profesional de ingeniería. Aunque finalmente no pase a fabricarse la máquina, se va a englobar el diseño y cálculo de un sistema mecánico dentro de un proyecto completo y estructurado con su normativa, viabilidad económica, materiales reales e intentando minimizar en la medida de lo posible los costes.

1.3. VIABILIDAD ECONÓMICA.

Éste último aspecto es el que se trata a continuación. Se va a realizar una pequeña estimación de los gastos e ingresos para dar una idea del tiempo que costaría amortizarla.

El alquiler de suelo para la instalación de barracas o aparatos en movimiento es, de media en España, de unos 150€/día. El precio medio por viaje es de unos 3 euros por persona y el viaje suele durar alrededor de 2 minutos con un tiempo de parada entre viajes de 6 minutos. Se tiene en cuenta que la media de tiempo de operación por día es de 8 horas. Se supone una ocupación media durante el tiempo útil de 50%, lo cual serían 10 pasajeros por viaje.



El número de ferias que pueden llegar a realizar este tipo de atracciones es de 14 al año de una duración media de 5 días.

Con estos datos se pueden estimar los ingresos que generaría una de estas atracciones al año.

En total son 70 días de operación por 8 horas de trabajo harían 560 horas de trabajo al año o 33600 minutos de trabajo al año. De esos minutos, 3/5 corresponden a tiempos de parada y 2/5 corresponden a tiempos útiles de funcionamiento. El tiempo de ciclo son 8 minutos por lo que se tienen:

$$n = \frac{33600 \text{ minutos}}{8 \text{ minutos}} = 4200 \text{ ciclos}$$

Se harán 4200 ciclos al año con una ocupación media de 10 pasajeros por viaje serían 42000 pasajeros al año. A 3 euros por viaje serían 126000 euros.

A esta cantidad habría que descontar los 150 euros por día en 70 días al año. Esto hace un total de 3500 euros de alquiler al año.

En total, el ingreso sería $126000 - 10500 = 115500$ €/año.

De esta cantidad hay que descontar el coste del desplazamiento en forma de peajes, carburante y desgaste del vehículo, los sueldos de los operarios y los costes de mantenimiento e inspección. También habría que sumarle el gasto eléctrico para alimentar el motor y la iluminación de la atracción. Todo este gasto se estima en un 65% del ingreso calculado anteriormente. Por lo tanto el beneficio quedaría en 40425€ al año.

Se estima un precio de 300000€ para la atracción. Por lo tanto sin contar los intereses se tardaría unos 7 años y medio en amortizar la inversión siempre y cuando se cumplan las condiciones supuestas y el precio final no exceda la estimación previa. Se realiza también un cálculo de los intereses del dinero prestado.

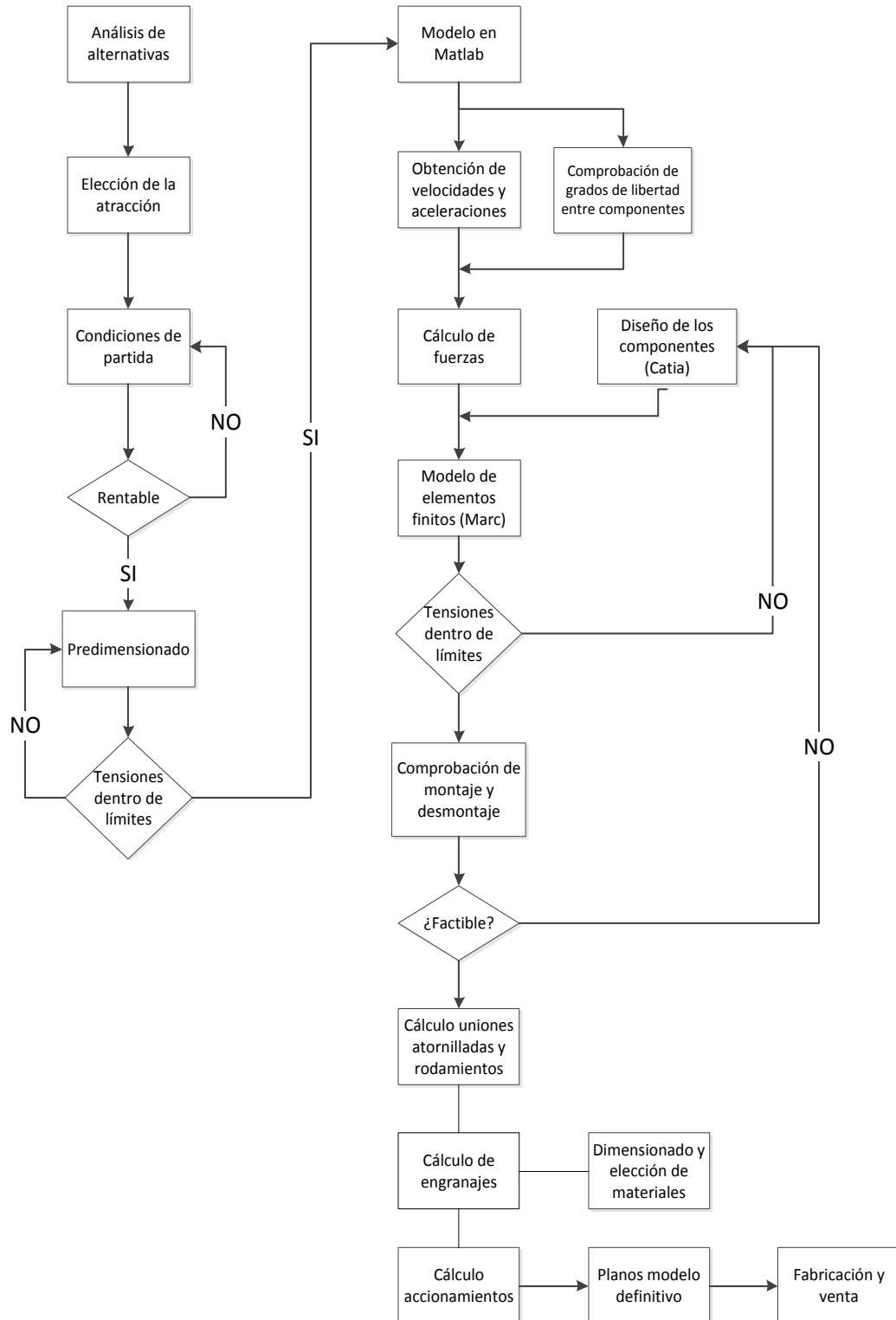
Se considera un interés del 4.5% pagado a lo largo de 10 años considerando un pago al año. De esta manera se deberá pagar al banco 37913.65 € al año y por tanto costaría rentabilizar la inversión 10 años.

Teniendo en cuenta que este tipo de atracciones puede llegar a operar durante más de 20 años, la mitad de la vida útil podría dar alrededor de 40.000€ lo cual es una cantidad nada despreciable.

Por lo tanto se considera que el proyecto puede ser viable económicamente si el precio final se adecua al precio estimado inicialmente.

1.4. PROCESO DE DISEÑO

Antes de comenzar con el análisis de alternativas y el diseño de los componentes es conveniente explicar el proceso que se va a seguir a lo largo del proyecto final de carrera. En el siguiente esquema se muestra este proceso.





En primer lugar se hará un análisis de las alternativas valoradas con sus ventajas e inconvenientes para, finalmente, elegir la opción definitiva. Para valorar mejor cuales son las ventajas y desventajas se realiza un modelo aproximado en Matlab de cada alternativa. Esto resulta muy interesante ya que, de esta manera, se pueden comprobar cuales son las complejidades del conjunto además de poder determinar las velocidades, aceleraciones y grados de libertad entre los componentes.

Una vez se tenga claro el tipo de máquina que se va a realizar se establecerán las condiciones de partida. Algunas de estas condiciones vendrán impuestas por factores externos y otras por características de la propia máquina. En este punto de partida se realizará también una estimación sobre la rentabilidad del proyecto lo cual podría también condicionar las condiciones de partida.

Con las condiciones iniciales definidas se procede a un predimensionado del brazo. Esto servirá para comprobar si las dimensiones y las cargas estimadas son viables desde el punto de vista estructural.

Una vez se tengan las dimensiones del brazo y de la estructura central (obtenidas en el predimensionado y condiciones de partida) se procede a elaborar un modelo en el módulo SimMechanics de Matlab. Este paso aporta una gran información al proyecto puesto que a partir de él se van a conocer las velocidades y aceleraciones de los puntos más críticos de la atracción. Y son precisamente estas aceleraciones las que determinaran las fuerzas que se producen en los componentes de la máquina. Las velocidades servirán para determinar los rodamientos y aceites necesarios para que se transmitan las fuerzas permitiendo el giro relativo entre los componentes de la unión.

A la vez que se calculan las aceleraciones y las fuerzas, se diseñará el modelo en Catia. Este modelo servirá para obtener los planos de fabricación, un modelo en tres dimensiones de la máquina y modelo sobre el que trabajar con elementos finitos. Ya con el modelo y las fuerzas definidas se pasa a comprobar la resistencia estructural de las partes. En caso de que sea necesario, se rediseñan las partes que se consideren necesarias. También se tendrán en cuenta las posibles restricciones que puedan surgir a raíz del montaje y desmontaje de la atracción.

Cuando ya se tiene el diseño definitivo se pasa a calcular las uniones atornilladas y a elegir tanto los rodamientos como los accionamientos hidráulicos y eléctricos. Se definirán también las dimensiones y materiales de los engranajes necesarios para la transmisión. La transmisión será necesaria para transmitir la potencia del motor a la base de la atracción y ajustar la velocidad de ambos elementos.

Finalmente se presentarán los planos de los diseños definitivos y las especificaciones de los accionamientos elegidos según el proveedor de donde se seleccionen.



1.5. ALTERNATIVAS

Al tratarse de un proyecto fin de carrera y tener un amplio grado de libertad a la hora de elegir la idea a desarrollar, se valoraron diferentes atracciones con distintos tipos de movimiento y dinámica. Esta valoración se basa en la complejidad de los mecanismos que componen la atracción, la dificultad en la realización de un modelo capaz de simular la dinámica del conjunto, el diseño en CAD y también aspectos como el montaje y desmontaje o la fabricación de los componentes.

Para evaluar de forma preliminar la complejidad de la idea se realizaron modelos en Matlab de todas ellas. Con ello se consigue tener una idea de los distintos componentes que pueden formar parte de la máquina así como de las velocidades y aceleraciones a las que se ven sometidos tanto los pasajeros como las diferentes partes del modelo.

Durante el análisis de las alternativas no se va a explicar cada modelo realizado puesto que supondría un análisis muy exhaustivo de las alternativas y no es el objeto de este documento.

Debido al gran interés por este tipo de máquinas se visitaron diferentes ferias para recabar toda la información posible sobre su funcionamiento, su montaje y desmontaje, costes y algunos problemas que pudieran tener los trabajadores a la hora de operar la atracción. Cabe destacar también, que las fotos que se adjuntan en este documento son totalmente originales y fueron obtenidas a lo largo de las visitas a las ferias. Con esta experiencia se puede valorar mucho mejor la complejidad, ventajas o inconvenientes que pudieran tener las distintas alternativas.

Más adelante se desarrollará con mayor detalle la opción definitiva y se explicarán las partes del modelo.

1.5.1. Opción 1: Atracción tipo péndulo

Este tipo de atracción consiste en una estructura formada por 4 apoyos, 1 barra central y una cabina cuyo movimiento es similar al de un péndulo. En la siguiente imagen se puede ver un ejemplo real de este tipo de atracciones.



Ilustración 1. Ejemplo de atracción tipo péndulo

El siguiente esquema en Matlab intenta simular de forma simplificada el modelo de la atracción para poder obtener las velocidades y aceleraciones. Proporciona además una idea de las partes necesarias. Al tratarse de una fase preliminar del diseño, las propiedades tanto físicas como geométricas de los cuerpos (masas, inercias, dimensiones, centros de gravedad, etc.) son aproximadas.

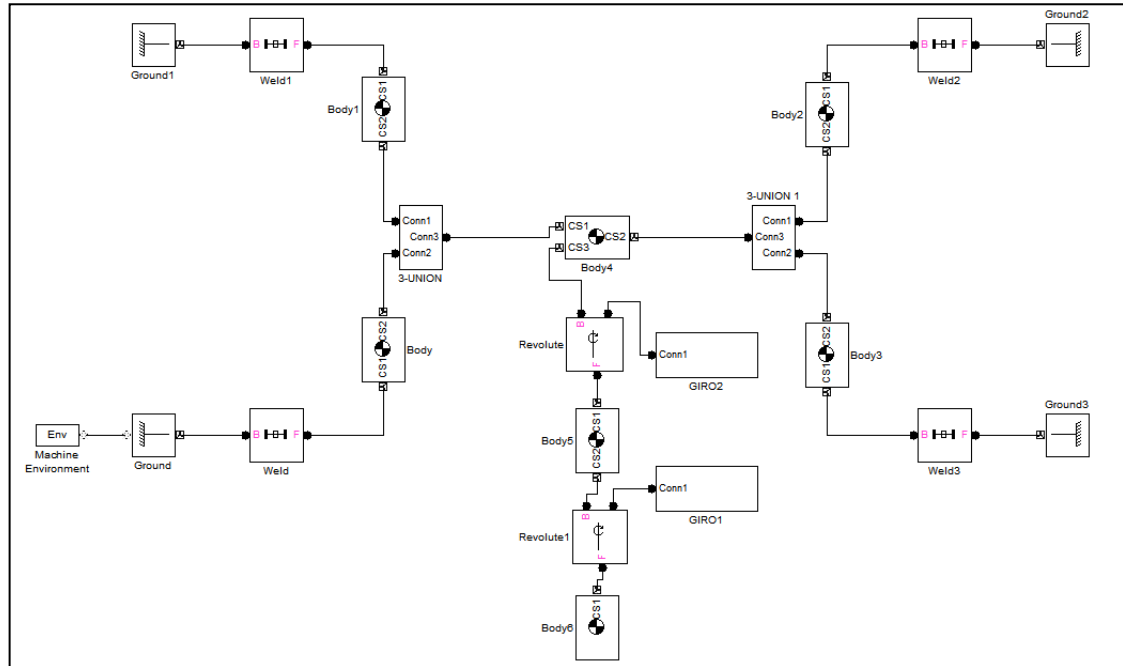


Ilustración 2. Modelo simplificado de una atracción tipo péndulo

La ventaja de este tipo de atracciones es la facilidad de su estructura y un bajo número de accionamientos. Simplemente se necesitaría un motor para mover el brazo vertical ya que la cabina podría girar por su propia inercia y la de los pasajeros que van en ella. Como desventaja se encuentra el montaje y desmontaje ya que debido a su altura se requeriría normativa específica de trabajos en altura. Debido a su tamaño también resulta complicado su transporte en un solo camión.

Esta idea se desechó ya que, aparte de las desventajas, se consideró que podía resultar una máquina algo simple y sin la complejidad necesaria para un proyecto fin de carrera.

1.5.2. Opción 2: Atracción tipo revolución

Este tipo de atracción consiste en un mástil que soporta una estructura que gira sobre su centro. En cada extremo de la estructura se encuentran las cabinas de pasajeros. Un ejemplo real de este tipo de atracciones se muestra en la siguiente imagen.



Ilustración 3. Ejemplo de una atracción tipo revolución

También se realizó un modelo aproximado en Matlab que es el siguiente.

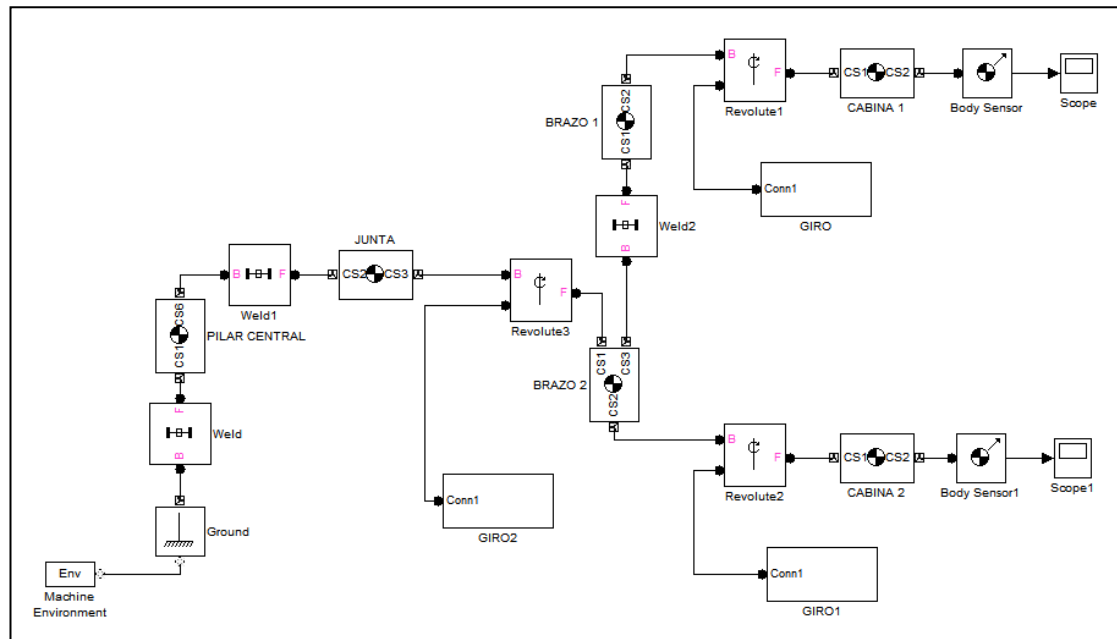


Ilustración 4. Modelo simplificado de una atracción tipo revolución

Como ventajas se puede decir que estructuralmente es una máquina sencilla ya que tan solo dispone de un pilar vertical y un brazo con las cabinas a cada extremo. Como desventajas están la altura y el montaje y desmontaje, al igual que en el caso anterior, y el hecho de tan solo disponer de un mecanismo para dotar de movimiento a la atracción.

1.5.3. Opción 3. Atracción tipo saltamontes

La tercera opción que se tuvo en cuenta fue una atracción del tipo saltamontes, clásico en cualquier feria. Este tipo de máquinas consiste en un movimiento giratorio y un movimiento de subida y bajada, por lo tanto representa un conjunto más completo que los dos casos anteriores. Tiene la ventaja de poderse montar y desmontar más fácilmente, sin la necesidad de uniones atornilladas que deban verificarse cada vez que se instala la máquina. Esto minimiza el riesgo del factor humano. Además, gracias a su tamaño más reducido y menor altura es más fácil de transportar en un solo remolque y no se necesita de mano de obra cualificada en trabajos en altura para poder instalarla.

Como desventajas se tiene una mayor complejidad estructural dado que no está constituida vigas metálicas simples como en los casos anteriores. Además, el hecho de tener dos movimientos hace un poco más complejo el análisis dinámico del conjunto.

Un ejemplo de este tipo de máquinas sería lo siguiente.



Ilustración 5. Ejemplo real de una atracción tipo saltamontes

También se realizó un modelo en Matlab que se asemejase a la realidad de forma más o menos aproximada.

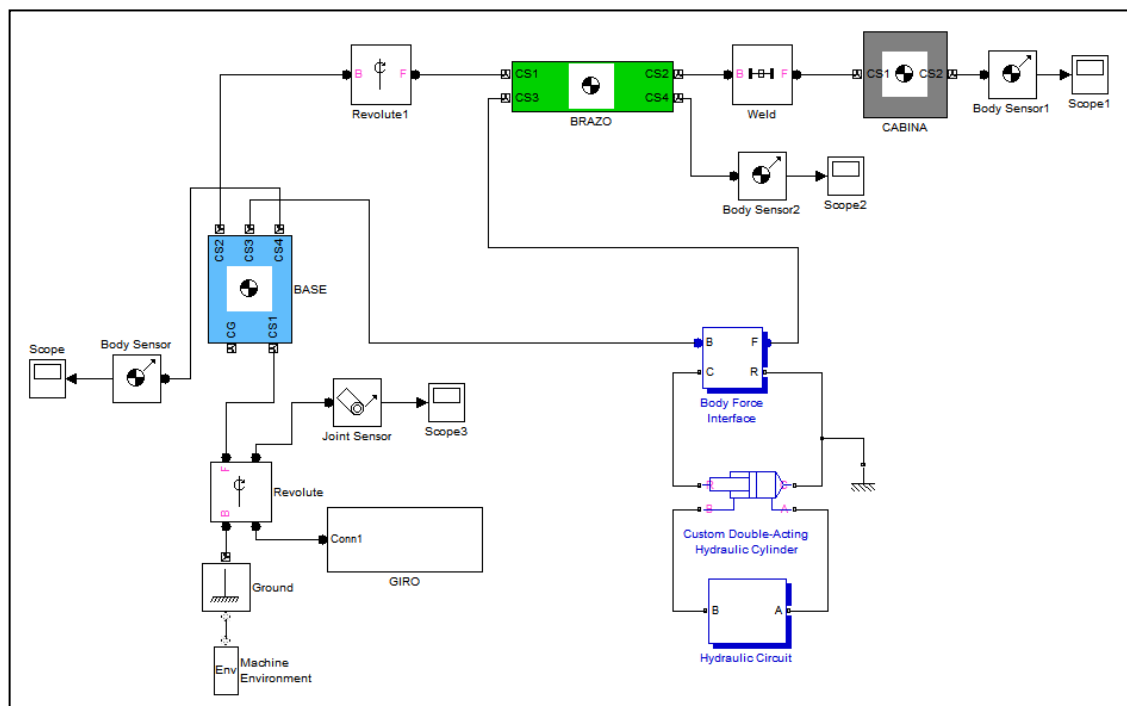


Ilustración 6. Modelo en Matlab de una atracción tipo saltamontes

A pesar de que el modelo pueda parecer más simple por tener un menor número de cuerpos resulta algo más complejo que los casos anteriores. Esto se debe a que la complejidad reside en ajustar todo el bloque hidráulico para que funcione de forma correcta, cosa que en las demás máquinas no era necesario. Además en este caso la geometría también juega un papel fundamental. Más adelante se explicará con detalle las partes del modelo puesto que se va a desarrollar uno parecido.

1.5.4. Opción 4. Atracción tipo saltamontes con más movimientos.

Siguiendo la misma la línea que la opción anterior se planteó la posibilidad de añadir otros dos movimientos adicionales a los ya existentes. En concreto se añadió un movimiento de subida y baja con otro actuador hidráulico y se permitió el giro de la cabina. El modelo en Matlab sería el siguiente.

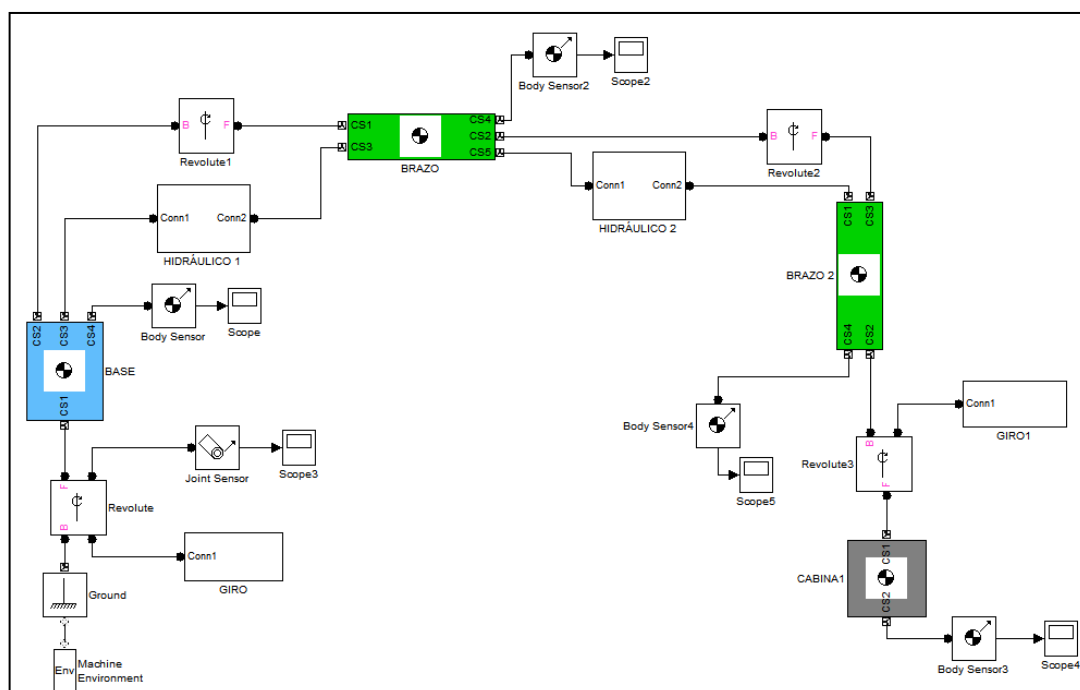


Ilustración 7. Modelo en Matlab correspondiente a la opción 4.

Esta opción resulta muy interesante desde el punto de vista del diseño estructural así como del análisis cinemático. Sin embargo, a pesar de su atractivo, no se puede justificar el coste de diseño y de fabricación que supondría. Hay que tener en cuenta que uno de los objetivos del proyecto es realizar un diseño viable desde el punto de vista económico y esta alternativa, a priori, no cumpliría con este objetivo fundamental en todo proyecto de ingeniería.

Por otro lado, a raíz de esta opción surge la idea definitiva que se detalla en el siguiente apartado.

1.5.5. Opción definitiva.

Como opción definitiva se decidió combinar las dos últimas opciones que se plantearon anteriormente. Al movimiento básico de giro alrededor del eje central y subida y bajada se añade el giro de la cabina. Este giro podrá ser por la propia inercia de los asientos y pasajeros o mediante algún tipo de actuador.

El siguiente dibujo intenta mostrar los movimientos y geometrías propuestas de manera muy esquemática. En principio la atracción contaría con 10 o 12 brazos.

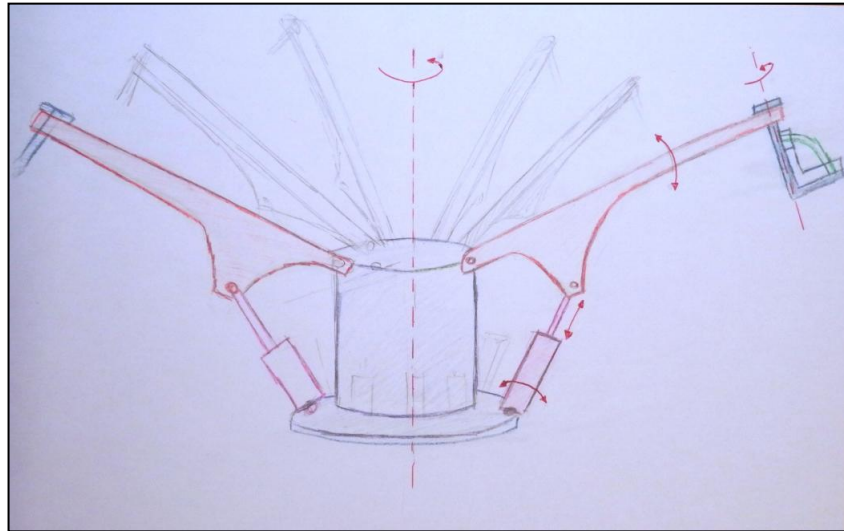


Ilustración 8. Dibujo de la atracción propuesta.

El modelo que representa esta máquina sería el siguiente.

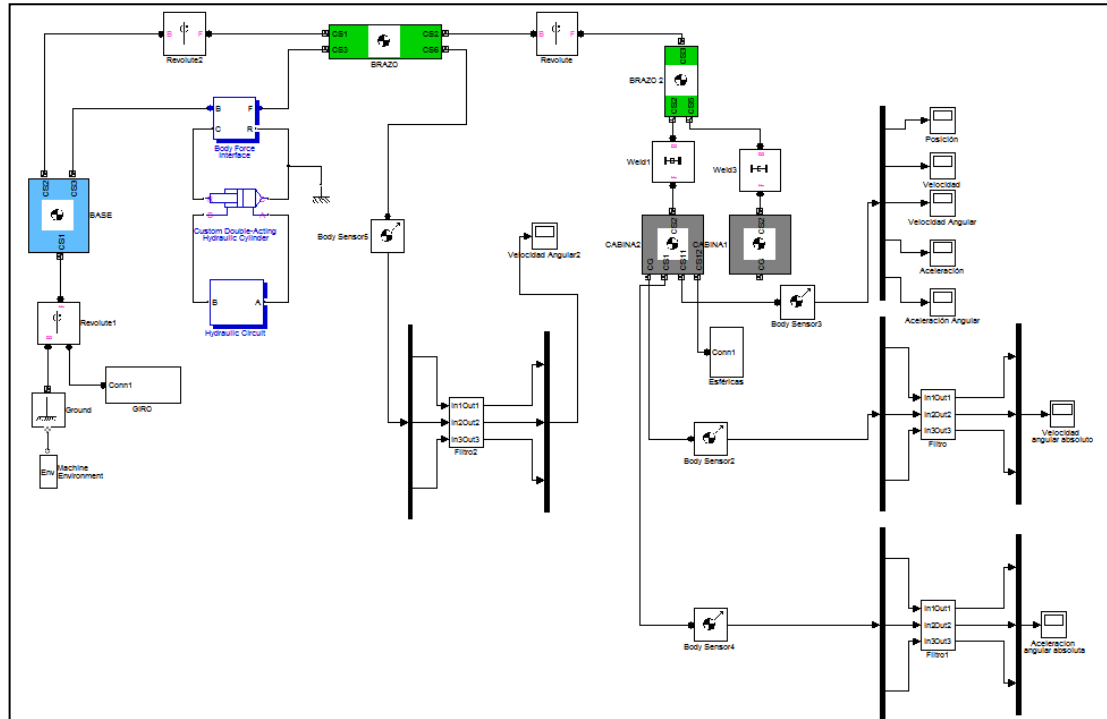


Ilustración 9. Modelo de la atracción definitiva

Esta opción presenta un nivel de complejidad en el diseño y análisis cinemático parecido a la alternativa anterior y acorde con los objetivos de un proyecto fin de carrera. Realizar un diseño más complejo no significa que los pasajeros vayan a estar más satisfechos con la atracción. No se puede perder de vista que un factor que determina la viabilidad del proyecto es el grado de satisfacción del cliente. No se quiere realizar una máquina que por tener un mayor número de movimientos guste menos a los pasajeros, lo cual se traduciría en un menor beneficio.

Por otro lado, a partir de esta máquina se podrían realizar evoluciones que introduzcan nuevos movimientos sin necesidad de replantear todo el diseño desde el inicio.

1.6. PUNTO DE PARTIDA.

Una vez elegido el diseño definitivo se fijan los puntos de partida para comenzar el diseño de las diferentes partes.

Por un lado se tienen las condiciones dimensionales impuestas por las características del vehículo en el que se transporta. Esta atracción va a ser diseñada para poder ser transportada en el remolque de un camión sin necesidad de desmontar completamente ninguna de sus partes. Por lo tanto, las dimensiones máximas vienen fijadas por el remolque. Un remolque de camión tiene las siguientes dimensiones máximas:

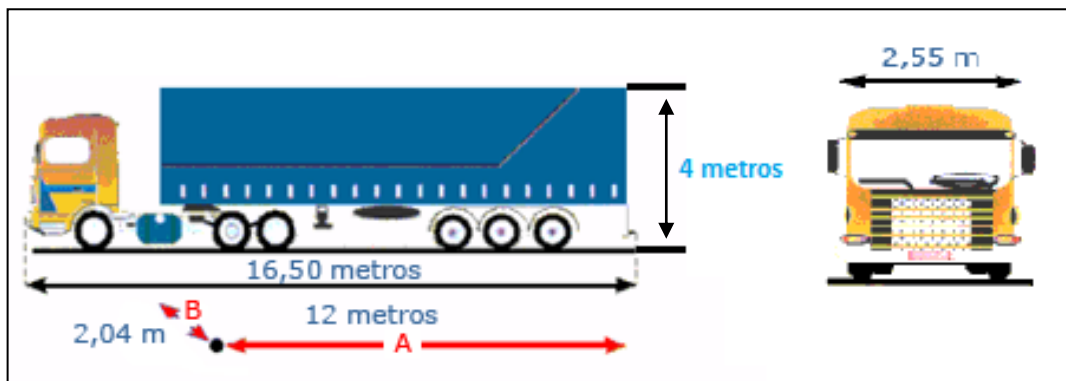


Ilustración 10. Dimensiones máximas de cabeza tractora más remolque.

Por lo tanto, la longitud máxima en posición de transporte serán 12 metros, la anchura máxima 2.55 metros y la altura máxima 4 metros teniendo en cuenta la altura de las ruedas. A partir de estas dimensiones se propone como base de diseño fijar la longitud de los brazos en 4.5 metros y el diámetro del cuerpo central en 2 metros. De esta forma se tendría una longitud total de 11 metros dejando 1 metro de margen para posibles reajustes. Esto implica que el área en planta para desplegar la atracción serán unos 95 metros cuadrados más el área que ocupe la cabeza tractora y algún elemento auxiliar. A modo de estimación preliminar, se consideran 100 metros cuadrados.

En cuanto a la altura, se pone como objetivo una altura del cuerpo central de 1.5 metros. En esta dimensión se tiene en cuenta que el cuerpo y, por tanto la atracción en sí misma, irá ligeramente elevada respecto al suelo del chasis del camión para dejar distancia suficiente entre los asientos y el suelo sin comprometer el resto del diseño.

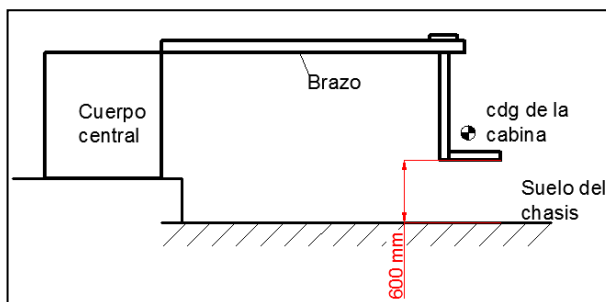


Ilustración 11. En rojo distancia entre el suelo y los asientos.

En lo que respecta a la anchura, será un aspecto muy a tener en cuenta en el montaje y desmontaje de la máquina que se tratará más adelante. Condicionará en cierta manera parte del diseño y el número de brazos que finalmente disponga la atracción.

El número de brazos no se fija de manera determinante como punto de partida pero el objetivo son 12 brazos. En caso de resultar un número excesivo para el montaje se bajaría el número siempre que no comprometa la rentabilidad del conjunto.



Otro factor a tener en cuenta es el peso de la máquina. Éste no debe ser superior al peso máximo permitido para el remolque de un camión. La masa máxima admitida para un remolque de 3 ejes es de 24 toneladas. En caso de exceder este peso se podría buscar un vehículo con una mayor masa máxima admitida pero en primer lugar se intentará cumplir con ese peso.

El material utilizado será acero S235J0 de módulo de elasticidad 210GPa y coeficiente de Poisson 0.3. La resistencia a tracción serán 235 MPa la cual habrá que minorar con el coeficiente de seguridad impuesto por la normativa que será de 1.1.

1.7. NORMATIVA

A lo largo del proyecto se va a seguir la normativa específica que siguen este tipo de máquinas. Esta es la normativa “UNE-EN13814:2006 Maquinaria para parques y ferias de atracciones. Seguridad”. Dentro de esta normativa se prestará especial atención a los requisitos generales para el diseño. Más concretamente a los siguientes apartados y sus correspondientes subapartados:

5.3. Cargas de diseño

5.4. Análisis estructural

5.5. Verificación de la estabilidad

5.6. Comprobación de la resistencia

También se tomarán como referencia los anexos “B – Reglas específicas de análisis” y “G – Efectos de la aceleración sobre los pasajeros”.

Para el cálculo de los efectos del viento sobre la estructura se complementará la normativa UNE-EN 13814:2006 con la normativa “UNE-EN 1991-1-4:2005 Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 1-4: Acciones generales. Acciones de viento”. En especial el apartado “7.6. Elementos estructurales con sección rectangular”.

Para el cálculo de uniones atornilladas se complementará la normativa UNE-EN 13814:2006 con la normativa “UNE-EN 1993-1-8 Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-8: Uniones”.

Para el cálculo de engranajes se hará uso de la norma ANSI/AGMA 2001-D04.

1.8. PREDIMENSIONADO Y OBTENCIÓN DE SOLICITACIONES.

Una vez elegidas las condiciones de partida se realiza un predimensionado para comprobar las dimensiones, reacciones y solicitaciones producidas en el brazo. Al ser éste

el componente más comprometido, el predimensionado solo se realiza para esta parte. En el documento “2. Cálculos” se detalla más información pero básicamente el cálculo consistiría en resolver el esquema que se ve en la siguiente imagen.

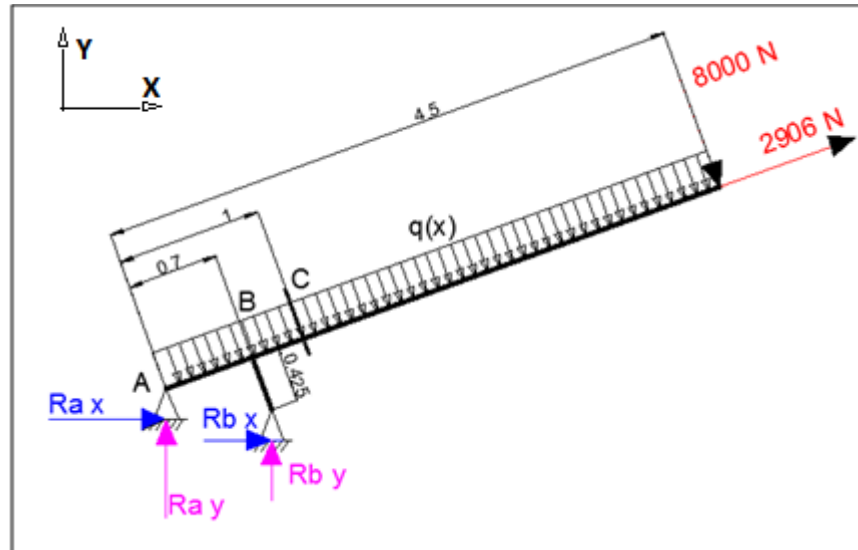


Ilustración 12. Obtención de solicitaciones.

1.9. MODELO EN MATLAB-SIMMECHANICS.

Una vez escogida la atracción definitiva que se va a desarrollar a lo largo del proyecto final de carrera, se pasa a describir con más detalle el modelo realizado con la herramienta SimMechanics dentro del programa Matlab. Como se ha dicho anteriormente este modelo proporcionará los valores de velocidad y aceleración que sufren los pasajeros de forma que se pueda analizar si la atracción cumple con los valores límite estipulados en la normativa. Es importante destacar que no es necesario simular todos los brazos de los que constará la atracción puesto que cada uno de ellos tendrá un movimiento independiente respecto de todos los demás por lo que los valores de velocidad y aceleración también serán independientes. Más adelante, en el cálculo de fuerzas estáticas y dinámicas se tendrán en cuenta todos los brazos. También hay que aclarar que en este tipo de modelos no se tienen en cuenta los diferentes tipos de juntas, uniones soldadas o atornilladas que pudieran existir puesto que no afectan a la dinámica de la máquina de forma especial.

Por un lado se tienen los cuerpos cuyas propiedades se deben conocer. Naturalmente, en esta fase del proyecto no se conocen al detalle las geometrías, masas e inercias exactas de los cuerpos. Para comenzar, se realizaron esbozos de los diferentes componentes para obtener unos datos aproximados. Una vez validado el modelo, se fueron refinando poco a poco esos valores conforme se acercaban a sus formas definitivas.

A modo de esquema global se ha considerado lo siguiente.

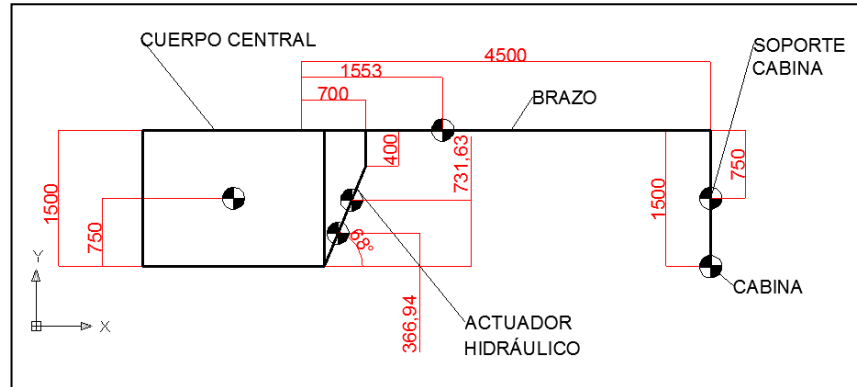


Ilustración 13. Esquema de la geometría de la máquina

A partir de este esquema se van a determinar las geometrías de cada componente y los centros de gravedad aproximados.

1.9.1. Entorno de la máquina.

El entorno de la máquina se define mediante el bloque “Environment”. En este bloque se determina cuál es el valor de la gravedad y en qué eje actúa, en este caso el eje “y” y con valor de 9.81 m/s^2 . Además, se debe definir el modo de análisis y las tolerancias tanto lineal como angular. También se pueden modificar parámetros de la configuración para cambiar los algoritmos mediante los cuales el programa resuelve el problema. Finalmente, se le indica que genere un esquema gráfico de todo el conjunto y que lo anime de acuerdo con el movimiento y las características introducidas.

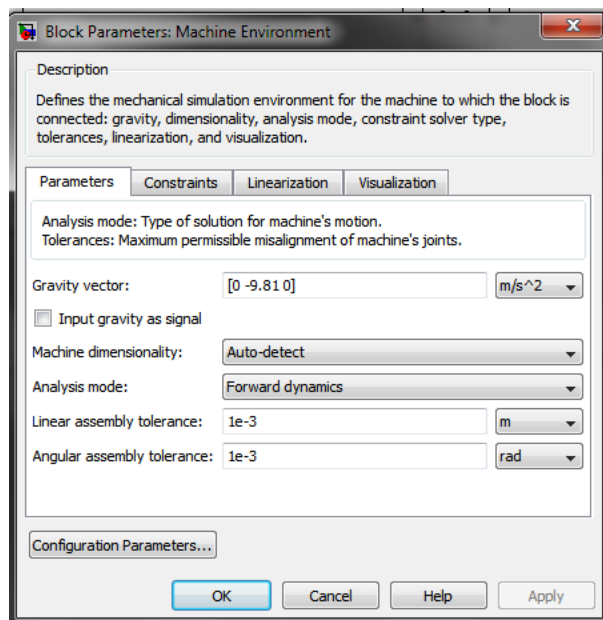


Ilustración 14. Propiedades del bloque "Environment"

Para todos los cálculos realizados con Matlab/Simulink se utiliza el siguiente sistema de coordenadas.

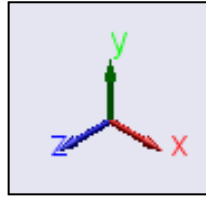


Ilustración 15. Sistema de coordenadas para el apartado 1.9.

1.9.2. Suelo.

Para definir cuál será el punto (0 0 0) del sistema se necesita introducir un nuevo bloque denominado “Ground”. Este bloque representa el suelo o, en este caso, el chasis del remolque al que estará anclada la máquina.

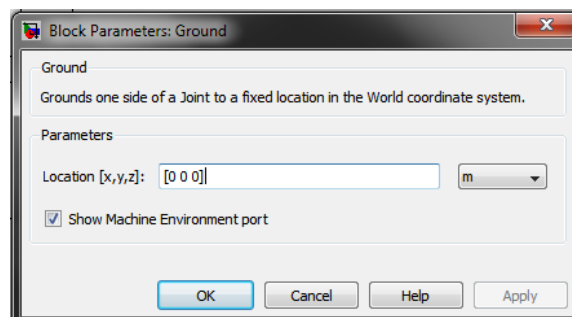


Ilustración 16. Características del bloque "Ground"

La unión entre el cuerpo central y este último bloque se realiza a través de una junta de revolución que actúa en el eje central del cuerpo (eje “y”). Con esta junta se permite el grado de libertad necesario para que el cuerpo pueda girar respecto del suelo. Para introducir este giro se añade otro bloque.

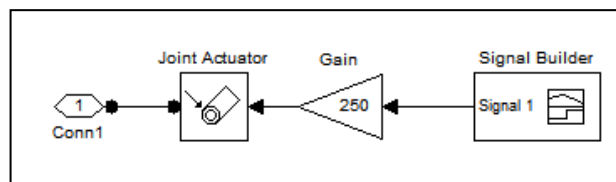


Ilustración 17. Conjunto para introducir un par

Con este grupo de bloques se introduce un par en N·m. Para ello se genera una señal determinada, se introduce una ganancia, ya que es más fácil modelar la señal con un valor máximo de 1, y se introduce todo ello a un bloque denominado “Joint Actuator”. En este

bloque se define como va a interpretar el programa la señal que se ha generado. En este caso se le pide que la interprete como un par y actúe sobre la junta de revolución.

La señal que se ha generado es la siguiente.

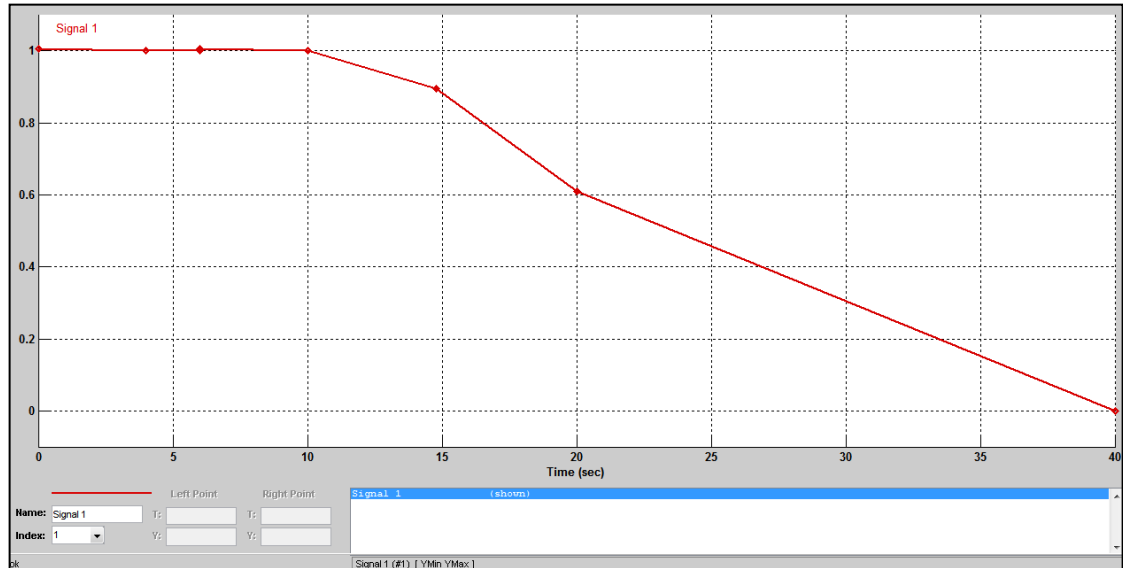


Ilustración 18. Señal para la generación del par

Se introduce un par inicial para el arranque y posteriormente se va disminuyendo para evitar que se produzcan aceleraciones y velocidades angulares excesivas.

1.9.3. Cuerpo.

Para el cuerpo central de la máquina se toma esta geometría realizada en Catia.



Ilustración 19. Boceto preliminar en Catia

A partir de él se puede obtener tanto la masa como la matriz de inercia y el centro de gravedad.

La matriz de inercia sería (en kg/m²):

$$\begin{pmatrix} 4409.665 & 0 & 0 \\ 0 & 2931.48 & 0 \\ 0 & 0 & 4410.381 \end{pmatrix}$$

La masa, teniendo en cuenta que el material se supone acero de densidad 7870 kg/m³, es de 5118 kg.

El sistema de coordenadas utilizado en Catia será distinto al utilizado en Matlab. Esto se debe a la configuración por defecto de los programas y la facilidad que aportan adoptando en cada uno de ellos el sistema más conveniente. Habrá que prestar atención a los cambios de ejes cuando se traslade información de un programa a otro.

En el caso de Catia, el sistema usado será

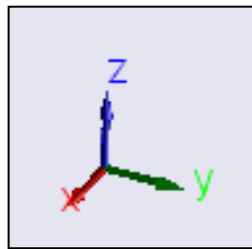


Ilustración 20. Sistema de coordenadas para los diseños en Catia.

En la siguiente imagen se ve un cuadro de diálogo típico del programa donde se introducen todos estos datos.

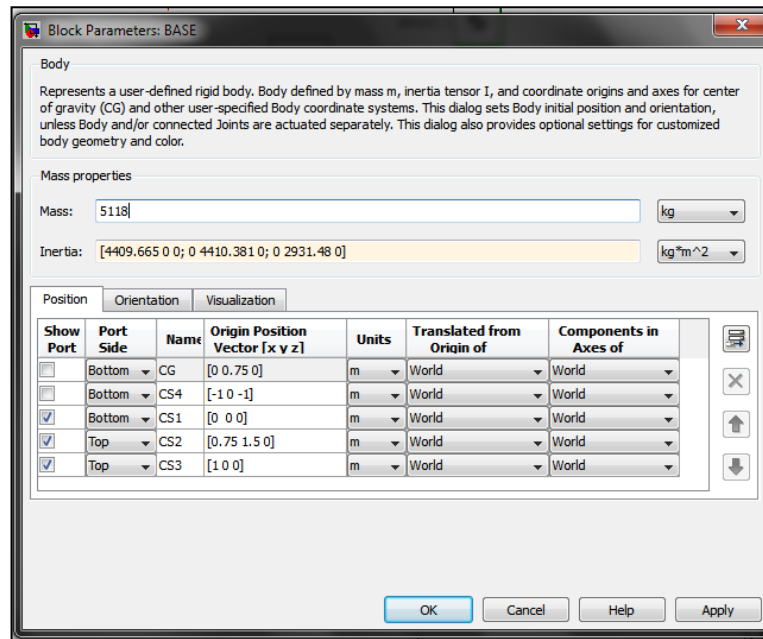


Ilustración 21. Propiedades correspondientes al cuerpo central de la atracción

1.9.4. Brazo.

El siguiente cuerpo es el brazo que une el cuerpo central con el soporte para el asiento. Por lo general estos brazos suelen medir unos 5 metros aunque depende del tamaño de la atracción. Para este cuerpo se ha tenido en cuenta el siguiente modelo, el cual no es el primer esquema que se realizó sino uno ligeramente más avanzado.

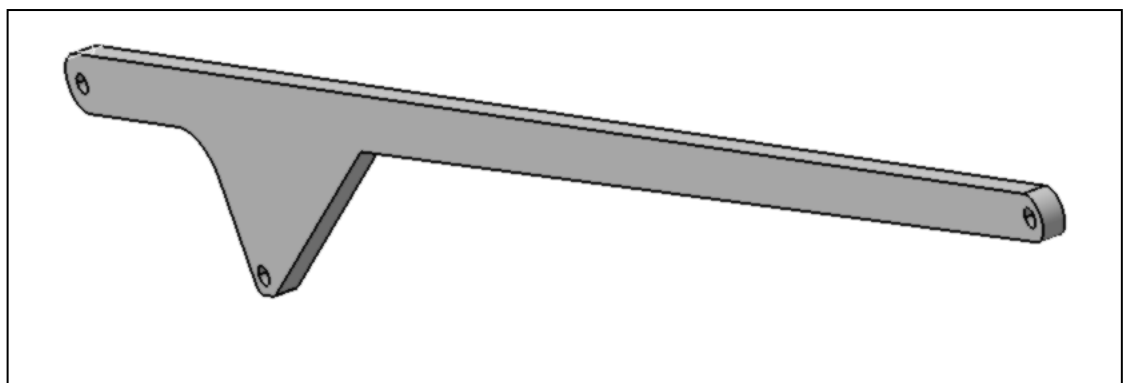


Ilustración 22. Modelo en Catia del brazo de la atracción

El sistema de coordenadas utilizado en Catia será distinto al utilizado en Matlab. Esto se debe a la configuración por defecto de los programas y la facilidad que aportan adoptando en cada uno de ellos el sistema más conveniente. Habrá que prestar atención a los cambios de ejes cuando se traslade información de un programa a otro.

En el caso de Catia, el sistema usado será

La matriz de inercia que se obtiene, en kg/m^2 es:

$$\begin{pmatrix} 4.826 & -25.2 & 0 \\ -25.2 & 805.408 & 0 \\ 0 & 0 & 810 \end{pmatrix}$$

El peso es de 400 kg ya que se ha dibujado como si fuese un cuerpo sólido hecho enteramente de acero. Más adelante se consideran opciones mucho mejores que esta.

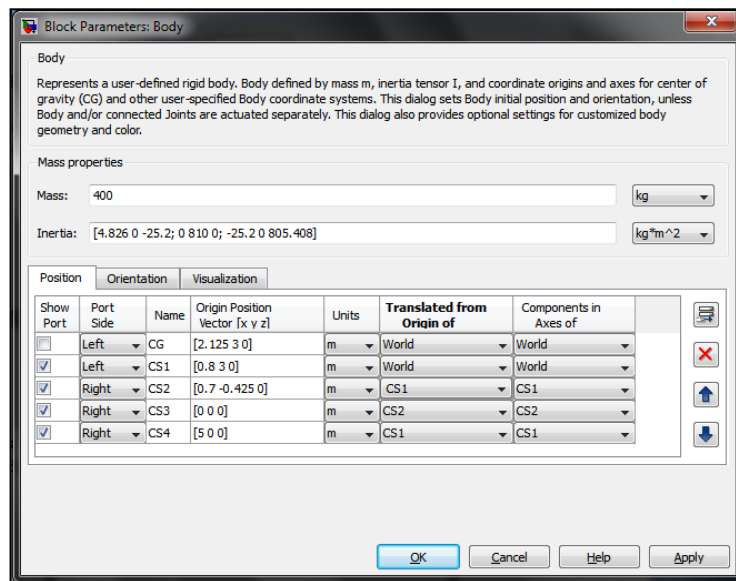


Ilustración 23. Propiedades correspondientes al brazo

La unión entre el brazo y el cuerpo se realiza en dos puntos diferentes mediante dos sistemas diferentes. Uno de ellos es una junta de revolución que actúa en un eje perpendicular al plano longitudinal del brazo del forma que este pueda realizar un movimiento de subida y bajada oscilando respecto de dicha junta. La otra unión entre los dos cuerpos es el actuador hidráulico, el cual está representado por tres bloques, cada uno de ellos cumpliendo una función diferente. Estos tres bloques serán los que doten de movimiento al brazo.

1.9.5. Actuador hidráulico.

Como se ha dicho anteriormente, para dotar de movimiento al brazo se dispone de un conjunto que, mediante tres bloques, simula lo que sería un cilindro hidráulico de doble acción.

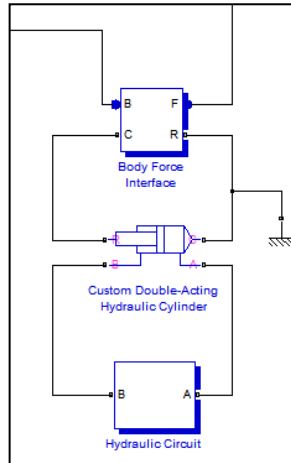


Ilustración 24. Sistema hidráulico

Dentro del bloque “Hydraulic Circuit” se encuentra el siguiente sistema.

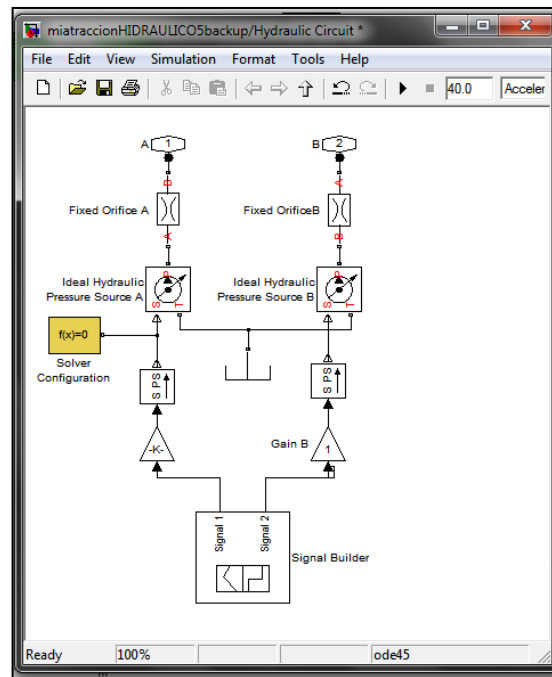


Ilustración 25. Subsistema "Hydraulic Circuit"

Se genera una señal para cada “rama” del sistema hidráulico. El perfil de esta señal será aproximadamente el desplazamiento vertical del brazo y de los componentes fijados a él. La señal generada es la siguiente.

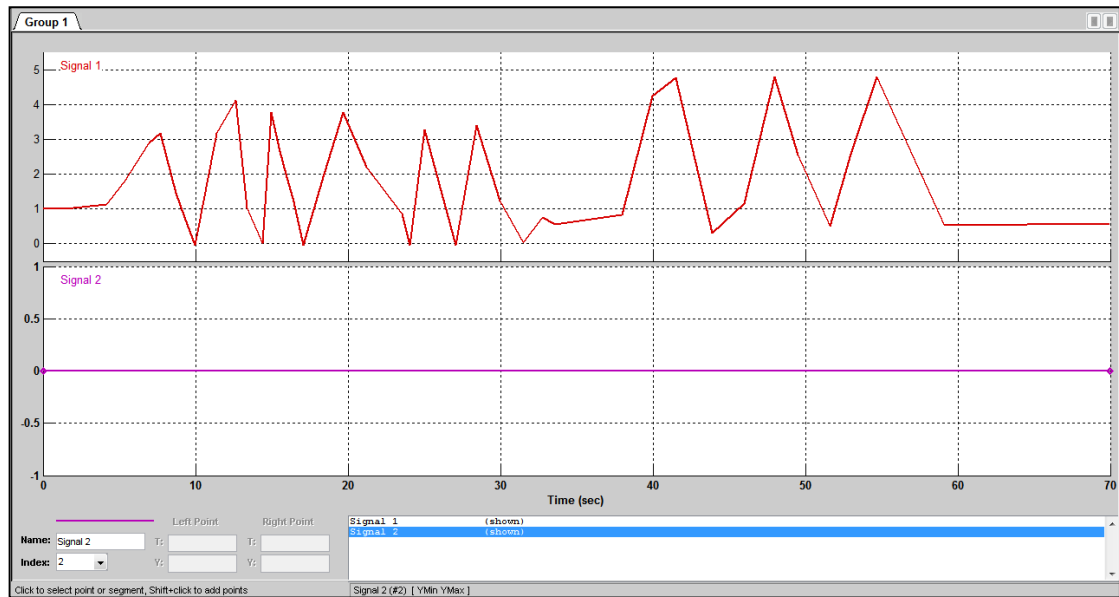


Ilustración 26. Señal generada

Esta señal se lleva posteriormente a un convertidor de señal. En él se indica al programa qué significado tiene la señal que se ha generado inicialmente sin unidades. Para este caso se le indica que las unidades serán de presión, N/m^2 . Una vez convertida la señal, se lleva a la entrada del cilindro hidráulico.

En el bloque correspondiente al actuador se pueden modificar las siguientes características.

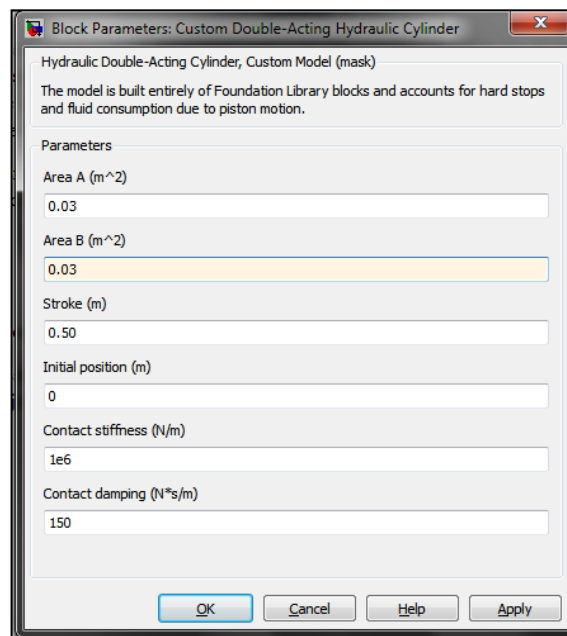


Ilustración 27. Parámetros modificables del actuador.

Como se muestra en la imagen, se pueden modificar las áreas de los dos émbolos del actuador, la carrera, la posición inicial y otros dos parámetros que no intervienen en este modelo y por tanto no se modifican.

El último bloque sirve para transmitir a los cuerpos la señal de presión que se ha generado. Es una forma de simular el cuerpo del actuador (conectado al cuerpo central de la máquina) y el pistón que produce el movimiento de subida y bajada del brazo. El diagrama sería el siguiente.

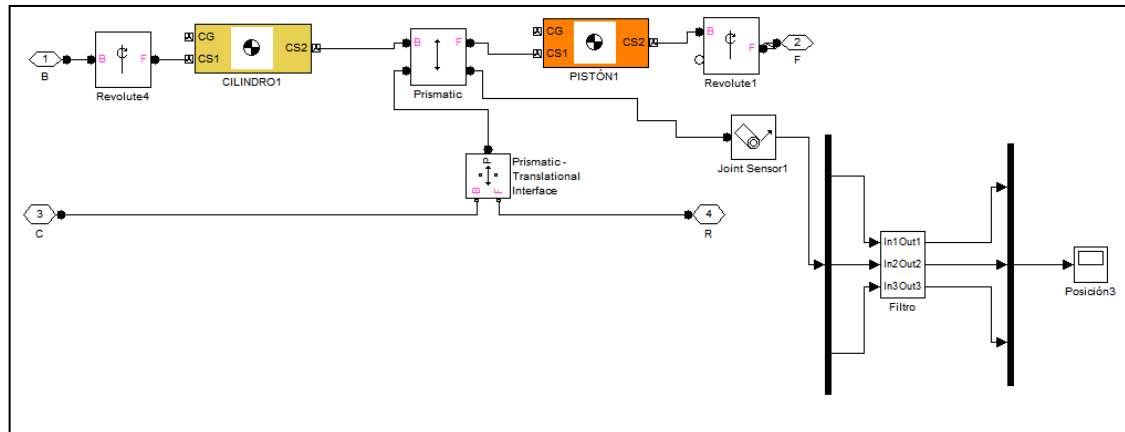


Ilustración 28. Body Force Interface

Los dos cuerpos se unen por una junta prismática que actúa únicamente en la dirección del eje común del cilindro y del pistón. Ambos cuerpos se unen con sus respectivas partes mediante juntas de revolución.

1.9.6. Soporte del asiento.

Esta pieza sirve de unión entre el brazo y el asiento. La unión entre estas dos partes es una junta de revolución de forma que el soporte pueda girar libremente respecto del brazo. El modelo que se ha escogido para este cuerpo es el siguiente.

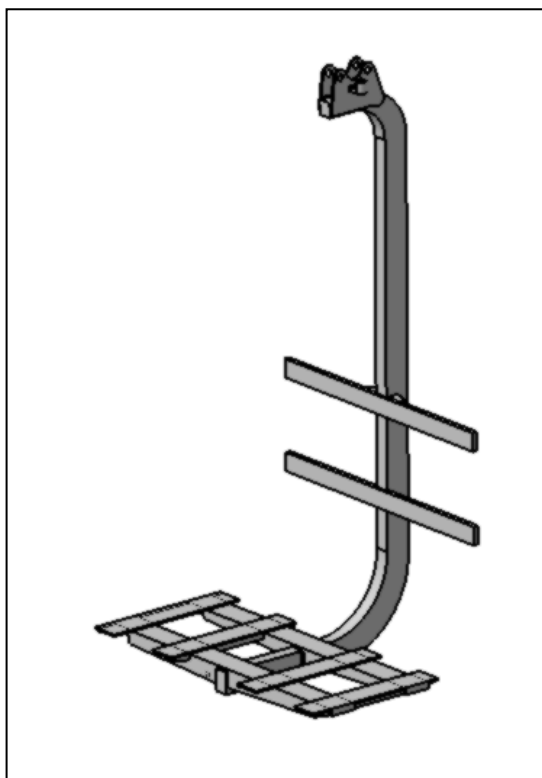


Ilustración 29. Modelo aproximado para el soporte del asiento.

En este caso el dibujo está en un estado más avanzado que en el resto de piezas.

Las propiedades de este elemento serían:

Block Parameters: BRAZO 2

Body

Represents a user-defined rigid body. Body defined by mass m , inertia tensor I , and coordinate origins and axes for center of gravity (CG) and other user-specified Body coordinate systems. This dialog sets Body initial position and orientation, unless Body and/or connected Joints are actuated separately. This dialog also provides optional settings for customized body geometry and color.

Mass properties

Mass: 75 kg

Inertia: [20.366 -0.008 0.006; -0.008 4.841 4.451; 0.006 19.265 4.841] $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

Position Orientation Visualization

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components in Axes of
<input checked="" type="checkbox"/>	Bottom	CG	[0 -0.75 0]	m	CS3	CS3
<input type="checkbox"/>	Bottom	CS4	[0 -1.5 0]	m	CS3	CS3
<input checked="" type="checkbox"/>	Top	CS3	[5.25 1.5 0]	m	World	World
<input checked="" type="checkbox"/>	Bottom	CS2	[0 -1.5 0]	m	CS3	CS3
<input type="checkbox"/>	Bottom	CS1	[-0.1 -1.5 -0.4]	m	CS3	CS3

OK Cancel Help Apply

Ilustración 30. Propiedades del soporte del asiento.

1.9.7. Asiento y pasajeros

Los dos asientos y los dos pasajeros correspondientes se han incluido en un solo bloque, cuyo peso será la suma de todos los componentes. La normativa especifica que la carga a considerar por cada ocupante ha de ser de 1,0 kN.

Para cada asiento se tiene un bloque diferente por lo que se podrá modificar el peso de manera que se pueda simular si el asiento está ocupado o no. El hecho de que el asiento esté o no ocupado influirá en la manera en que la cabina gira respecto del brazo ya que, al tratarse de un giro libre, la posición del centro de masas producirá un comportamiento u otro.

1.9.8. Modelo completo

Finalmente se le puede indicar a Matlab que genere un modelo con todas las piezas para que se pueda ver de forma más intuitiva si el movimiento generado es el deseado o hay que realizar algún cambio.

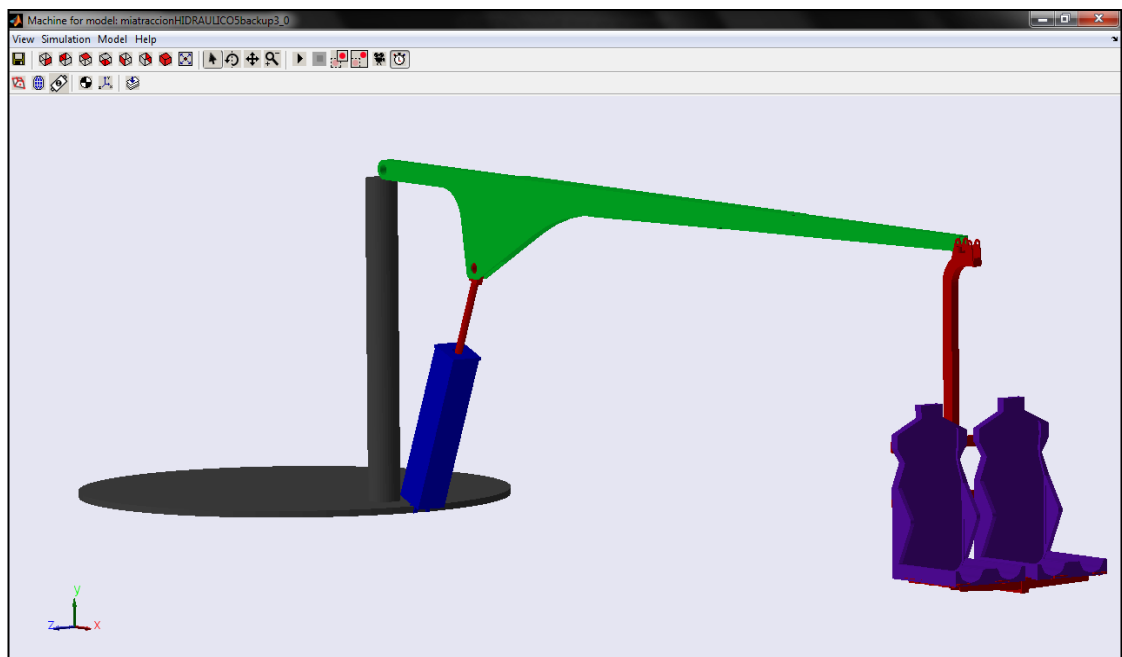


Ilustración 31. Aspecto gráfico del modelo

1.10. DISEÑO EN CATIA

En este apartado se va a desarrollar el proceso de diseño que se ha seguido para las distintas piezas que componen la máquina. Durante este proceso se tienen en cuenta consideraciones mecánicas, de resistencia de materiales, geométricas (de cara al montaje y desmontaje de la máquina) y de fabricación.

1.10.1. Diseño del brazo

La pieza en la que más atención se ha prestado es el brazo. Esta parte de la máquina es la encargada por un lado de transmitir el movimiento a la cabina de pasajeros y por otro de soportar los esfuerzos producidos en la cabina de pasajeros y transmitirlos a la base. Además, tanto el brazo en sí mismo como la unión entre éste y la base son conjunto fundamental de cara al montaje y desmontaje de la máquina. Un buen diseño puede facilitar enormemente éstas labores.

1.10.1.1. Primera solución.

La primera iteración de este componente es un diseño básico creado fundamentalmente para establecer una base en cuanto a dimensiones generales se refiere. Con este diseño se trata de resolver la longitud necesaria del brazo y la posición de la unión entre actuador hidráulico y el brazo. Para elegir la sección se realiza un cálculo básico de los momentos flectores y la tensión admisible. En la siguiente imagen se puede observar este diseño.

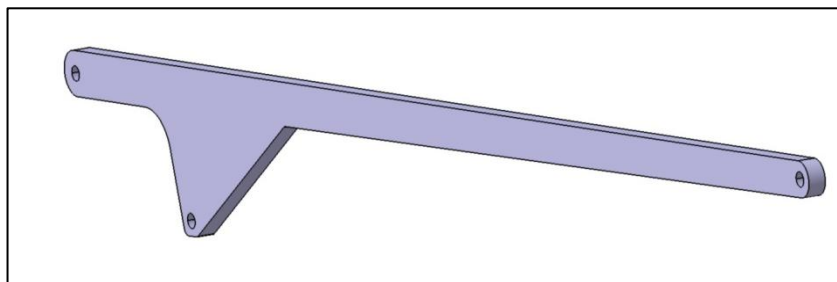


Ilustración 32. Primer diseño el brazo

Como se puede ver es un diseño muy básico. Además, la sección resulta ser muy fina en ciertos puntos y excesiva en otros. No es objeto de este documento el precisar con detalle el resultado de los cálculos realizados con elementos finitos. En el documento “2. Cálculos”, se detalla de forma más exhaustiva los resultados y las deficiencias, desde ese punto de vista, de los diferentes diseños realizados. También se muestra el cálculo previo realizado y del cual se parte para el resto del diseño.

1.10.1.2. Segunda solución.

En la segunda iteración se empieza a tener en cuenta aspectos como el espacio necesario para la unión al actuador hidráulico o el diseño de la zona de unión del soporte para el asiento. También se elimina una de las aristas vivas suavizando la transición entre las dos zonas. No se resuelven los problemas de resistencia, el brazo sigue siendo muy fino en ciertos puntos, habría que aumentar la sección del mismo. Tampoco se termina de resolver la zona de unión con el mecanismo para el soporte del asiento.

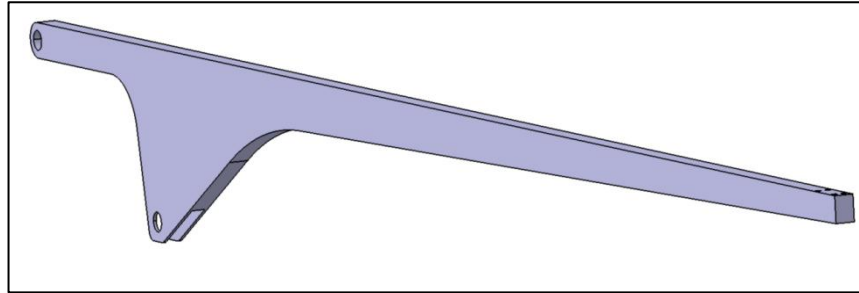


Ilustración 33. Segundo diseño del brazo

Comparando en la misma imagen los diseños 1 y 3 se pueden ver las diferencias, las cuales están remarcadas en rojo.

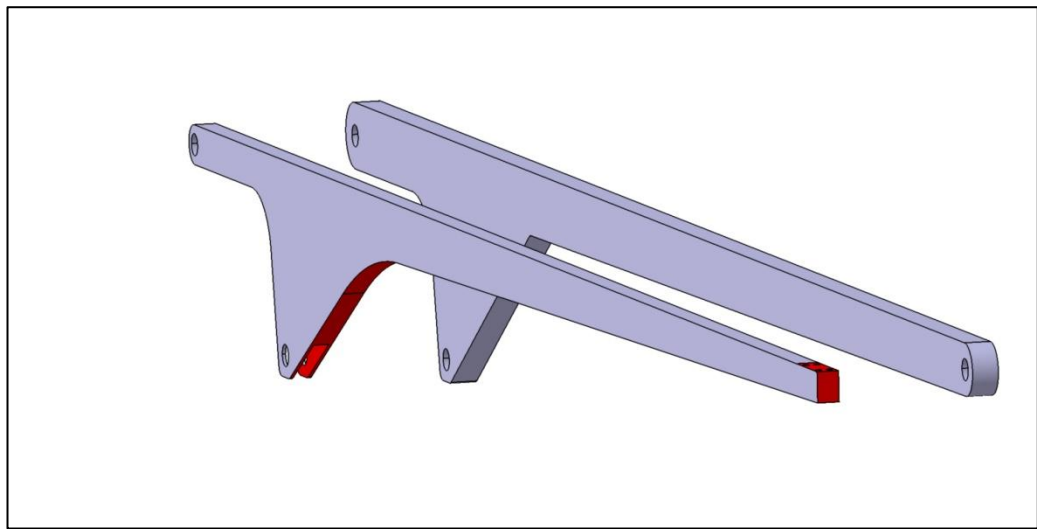


Ilustración 34. En rojo las partes más modificadas.

1.10.1.3. Tercera solución.

En este diseño se opta por aumentar la profundidad del brazo pero hacerlo hueco. De esta forma se intenta perder peso pero al mismo tiempo ganar inercia para evitar que las tensiones producidas sean demasiado altas. También se añade chapas soldadas para aumentar la sección en los puntos más desfavorables. Por otro lado se rediseña por completo el sistema de unión con el soporte del brazo para permitir el giro y soportar al mismo tiempo las tensiones.

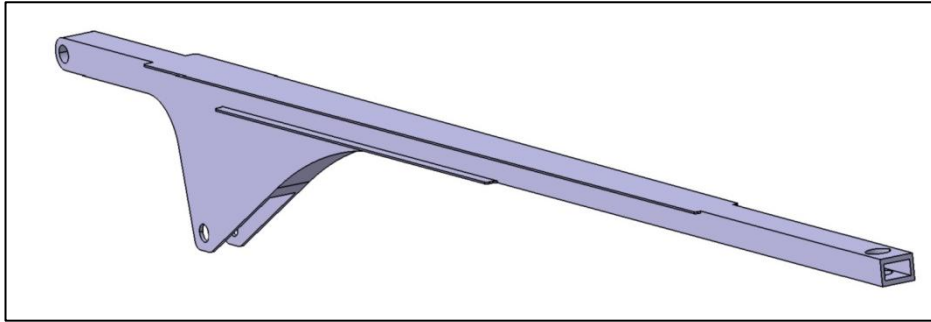


Ilustración 35. Tercer diseño del brazo.

Los dos inconvenientes fundamentales de este diseño son la dificultad en el montaje y el escaso espacio que hay en la zona final del brazo. Con estos dos aspectos a mejorar se estudia la siguiente solución.

Para ver mejor los cambios introducidos se añade la siguiente imagen. Los cambios principales vienen resaltados en amarillo.

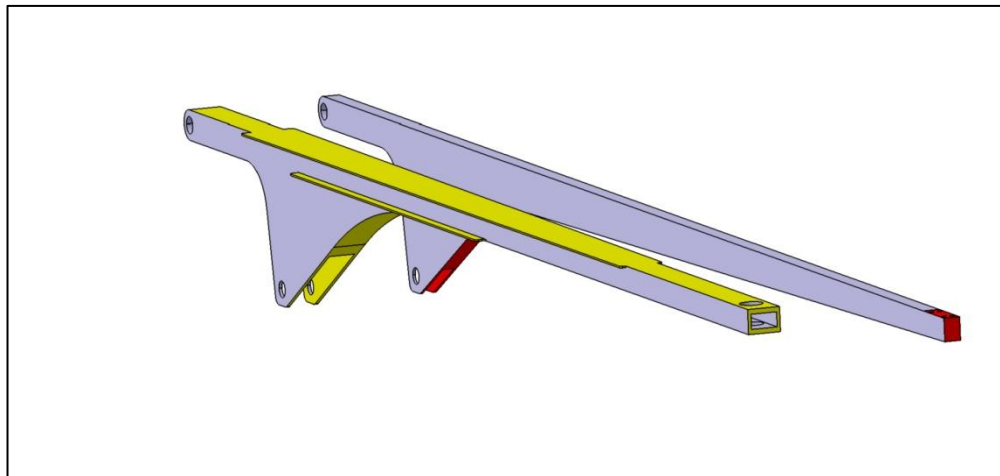


Ilustración 36. Cambios principales del diseño 3 en amarillo.

1.10.1.4. Cuarta solución.

Tomando en cuenta los puntos de mejora anteriores se determinó que la solución más convincente es la que se muestra a continuación.

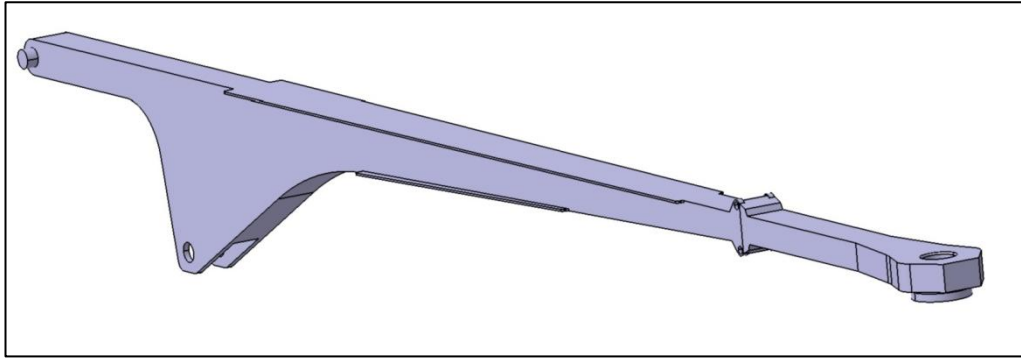


Ilustración 37. Diseño de la cuarta solución.

Con este brazo se resuelven los problemas de montaje ya que incorpora una solución que permite rotar la última parte del mismo. Durante el funcionamiento se comporta como si fuese una pieza única. Sin embargo, en el montaje y desmontaje existe la opción de quitar el pasador inferior de forma que pueda rotar alrededor del eje superior. De esta forma se pueden disponer los asientos en diferentes posiciones y reducir el número de operaciones requeridas para el almacenaje. Hay que tener presente que el conjunto entero de la máquina ha de ser transportable en un camión de dimensiones convencionales (2.55 m de ancho por 12 m de largo).

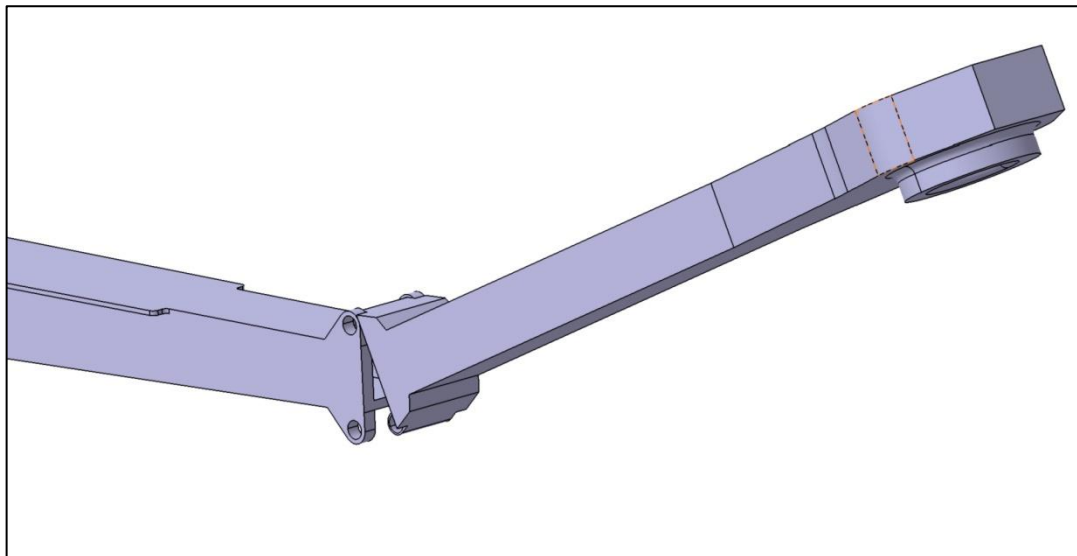


Ilustración 38. Detalle de la solución 4.

Para evitar problemas en la posición indicada en la ilustración anterior se necesitarían elementos auxiliares que transmitan o que soporten parte del peso de los componentes.

Por otro lado, la parte final del brazo se ensancha para alojar la cavidad necesaria para el mecanismo de unión para el soporte del brazo. El diámetro ha aumentado con respecto a

diseños anteriores. Además, como se ve en la Ilustración 38, se intenta acoger mejor al pasador que tendrá que transmitir las fuerzas al brazo al mismo tiempo que gira.

Al igual que en los diseños anteriores se añade una imagen donde es más fácil comparar ambos diseños. En verde, los cambios introducidos en el nuevo rediseño.

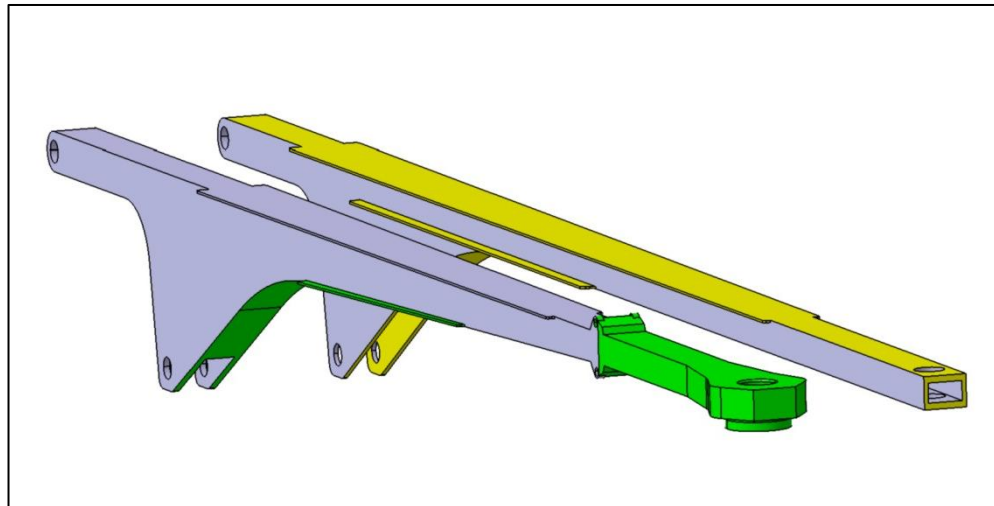


Ilustración 39. Cambios más importantes en verde.

1.10.1.5. Solución definitiva.

Tras un análisis por elementos finitos, se comprobó que existía cierta concentración de tensiones en algunos puntos de la unión, así como una tensión alta en otras zonas del brazo. Por ello se redimensionó alguna zona y se hizo más pequeño el hueco interior de forma que el brazo tuviese una mayor sección maciza. Todo esto se muestra con mayor detalle en la ilustración 40.

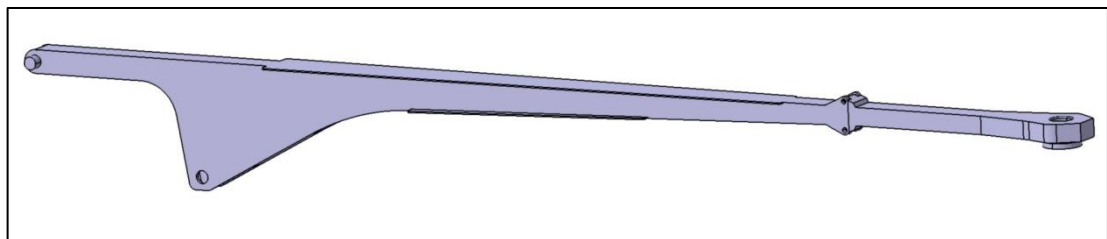


Ilustración 40. Diseño del brazo definitivo.

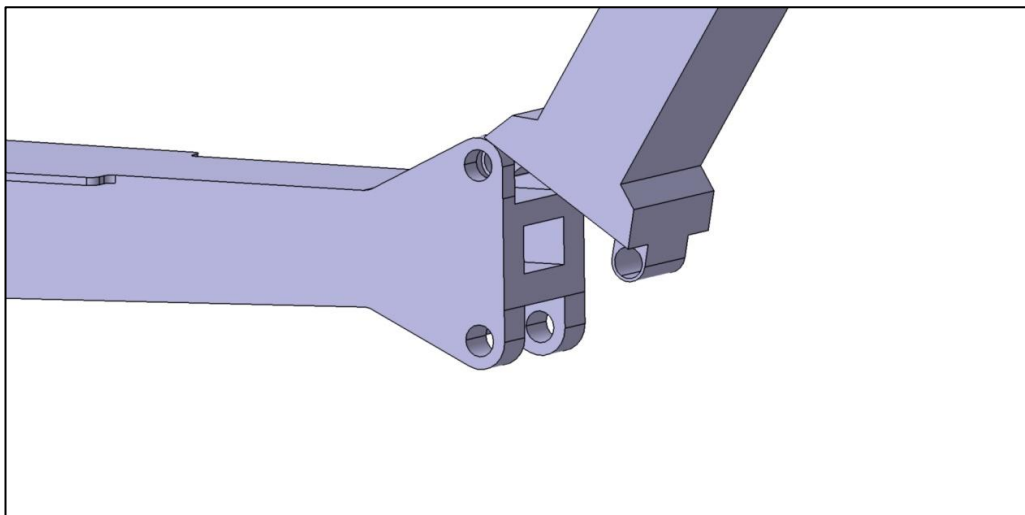


Ilustración 41. Detalle del diseño definitivo.

Se añaden también los alojamientos para los rodamientos.

En la siguiente imagen se muestran, en morado, los cambios más importantes. Como se puede ver, a parte de la sección, son cambios menores.

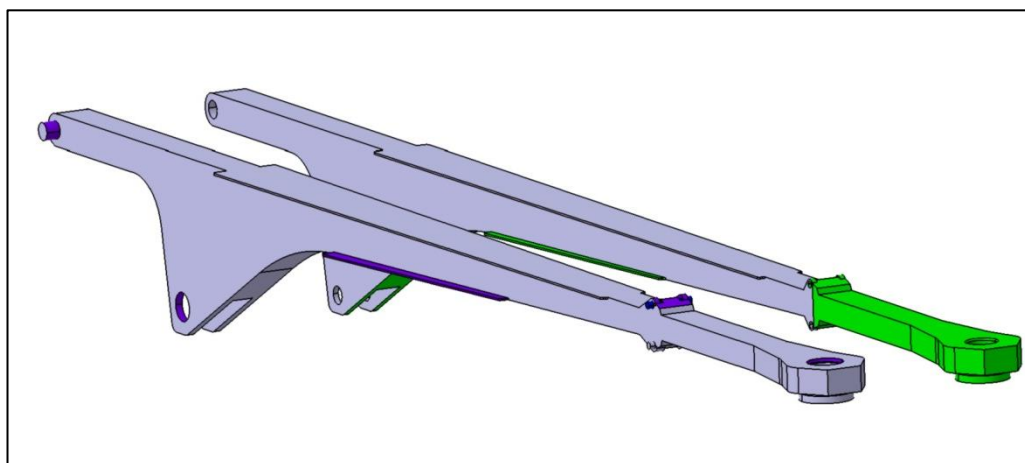


Ilustración 42. En morado, los cambios de un diseño a otro.

Finalmente se pueden ver los 5 brazos en una misma imagen para poder comprobar la evolución en el diseño de la pieza.

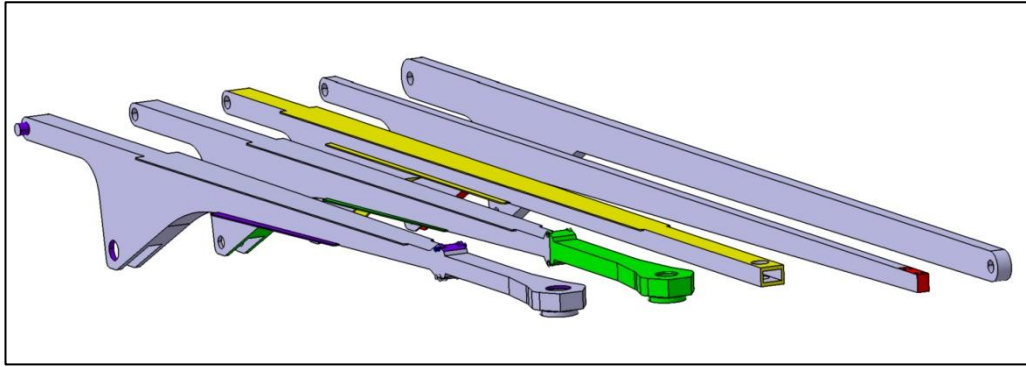


Ilustración 43. Comparativa de los 5 brazos.

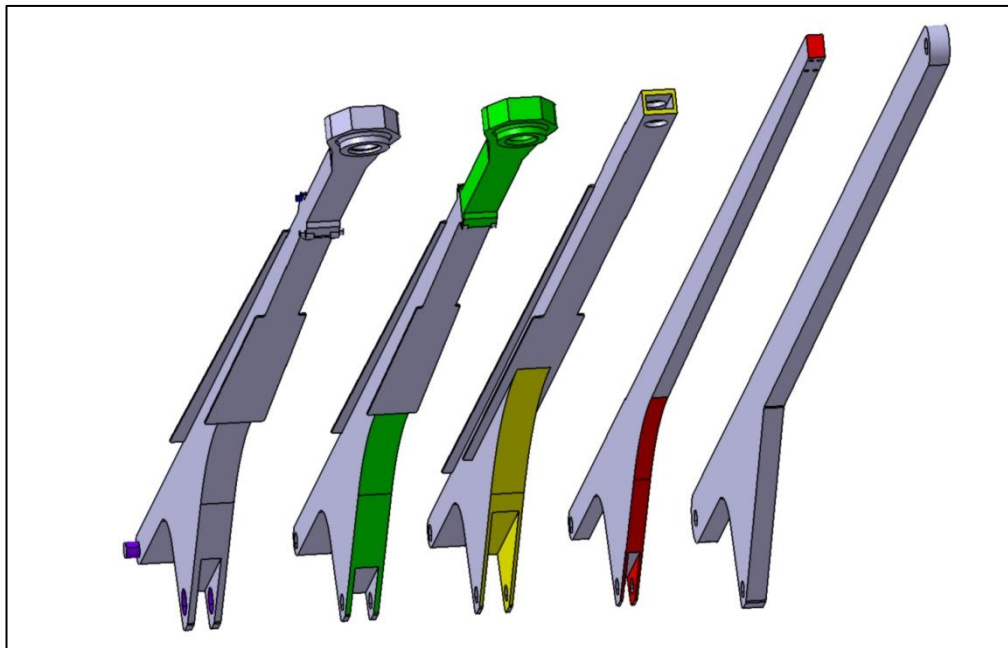


Ilustración 44. Comparativa de los 5 brazos.

1.10.1.6. Solución alternativa

Otra solución estudiada es la posibilidad de realizar un brazo telescópico. Combinando este tipo de brazos con el diseño definitivo se facilitaría en gran medida el montaje y desmontaje de la máquina. El inconveniente de este tipo de brazos está en realizar un diseño que garantice la posición fija de todas sus partes y que a su vez pueda recogerse de manera relativamente sencilla.

En la siguiente ilustración se puede ver la pieza en caso de funcionamiento, con el brazo en la longitud máxima.

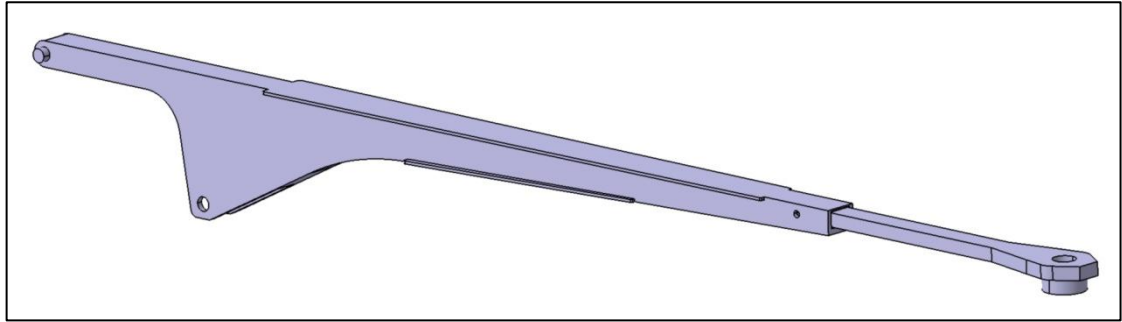


Ilustración 45. Brazo telescópico

En la siguiente ilustración se puede ver el brazo recogido. De esta forma se podría conseguir un ahorro de espacio considerable y así facilitar la tarea al operario.

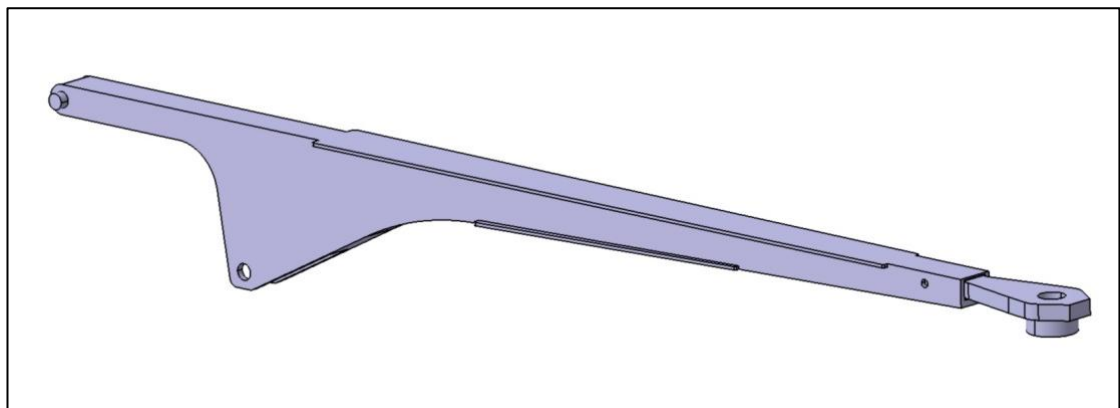


Ilustración 46. Brazo en posición de transporte.

Otro gran inconveniente de esta solución es el tamaño de los elementos. Las diferentes anchuras requeridas para satisfacer la necesidad de hacer un diseño telescópico hacen que el conjunto sea más frágil que el diseño definitivo, especialmente en la zona de contacto entre ambas partes del brazo. Por otro lado, realizar cambios excesivos en las dimensiones para cumplir con el aspecto de resistencia mecánica puede llevar a problemas de intercambiabilidad de piezas o a la necesidad de crear piezas específicas para ese tipo de brazos lo cual podría incrementar el coste de producción.

En cualquier caso, las ventajas que presenta este tipo de brazo hacen muy interesante la posibilidad de continuar con su desarrollo, si bien, por falta de tiempo y puede que de conocimientos sobre diseño al detalle, no se lleve a cabo en este proyecto.

1.10.2. Diseño del mecanismo de unión para el soporte del asiento.

Una vez solucionado el diseño del brazo, parte fundamental de la máquina, se puede centrar el foco de atención en resolver otro tipo de problemas. El siguiente, más por la complejidad que pueda presentar que por su importancia en el conjunto global, es el mecanismo de unión entre el brazo y el soporte para el asiento.

Esta pieza tiene que ser la encargada de transmitir al brazo las fuerzas producidas por el peso de los pasajeros y de las masas de los asientos y su soporte. Además, tiene que realizar esta función mientras gira sobre su propio eje. Evidentemente se hará uso de rodamientos tanto rígidos de bolas, para la parte cilíndrica, como axiales, para la base.

Tras varios redimensionados para ajustar las tensiones producidas, la pieza final será la que se muestra en la siguiente imagen.

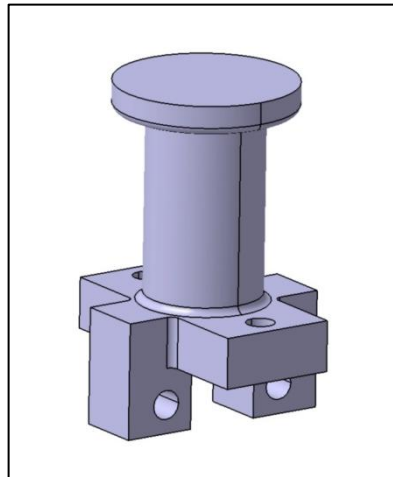


Ilustración 47. Pieza de unión.

1.10.2.1. Diseño definitivo.

Después de analizar el proceso de montaje de esta pieza se encontró un grave problema de diseño, y es que con la configuración mostrada en la imagen anterior no podría ser montada de ninguna manera en un agujero ya que tanto la parte superior como la inferior son más anchas que el eje.

Por lo tanto se separa la parte superior de la pieza y se une con tornillos de manera que pueda montarse y pueda quitarse siempre que sea necesario. El conjunto quedaría como se muestra en la siguiente imagen.

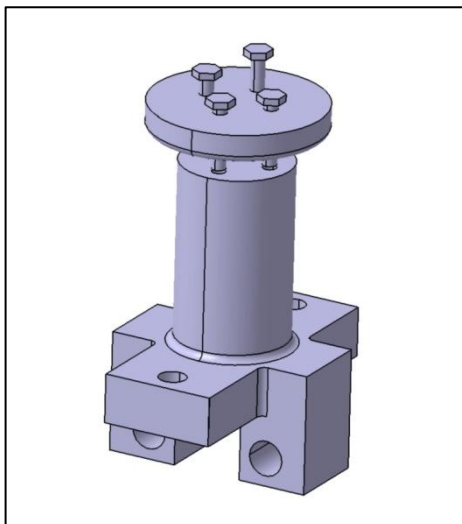


Ilustración 48. Diseño definitivo de la pieza.

En lo sucesivo, salvo en el cálculo de tornillos y en los planos definitivos, se considerará la pieza como una única pieza sin tornillos, es decir como en la Ilustración 47. Pieza de unión. Nótese también que en las ilustraciones en las que aparezca la pieza se usará el diseño mostrado en dicha ilustración.

1.10.3. Soporte para los asientos.

En este caso, al igual que para la pieza de unión, el diseño ha seguido más o menos la misma filosofía. Los rediseños de las diferentes piezas que componen este conjunto han sido fundamentalmente variaciones en el tamaño más que en su geometría.

La primera aproximación se muestra en la siguiente imagen.

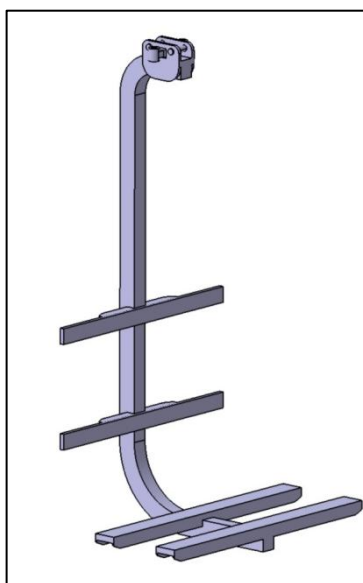


Ilustración 49. Primer diseño del soporte para el asiento.

El inconveniente de este diseño son las altas tensiones producidas y la deformación que se produce en los momentos más desfavorables. La pieza no se rompería pero se creyó conveniente reforzar ciertas zonas y ensanchar el cuerpo central de la pieza.

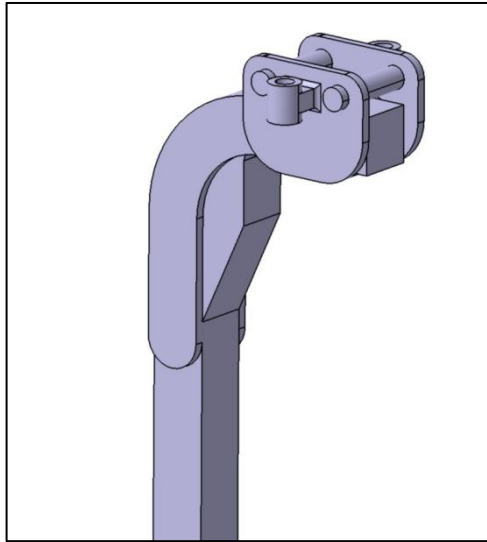


Ilustración 50. Detalle del soporte del asiento.

En la imagen anterior se ve el refuerzo en los laterales del soporte y en la zona curvada. Además, aunque no se aprecia, la sección es mayor. La pieza superior servirá para conectar el soporte de los asientos con la unión al brazo.

Para ver mejor la diferencia se muestran las dos piezas juntas.

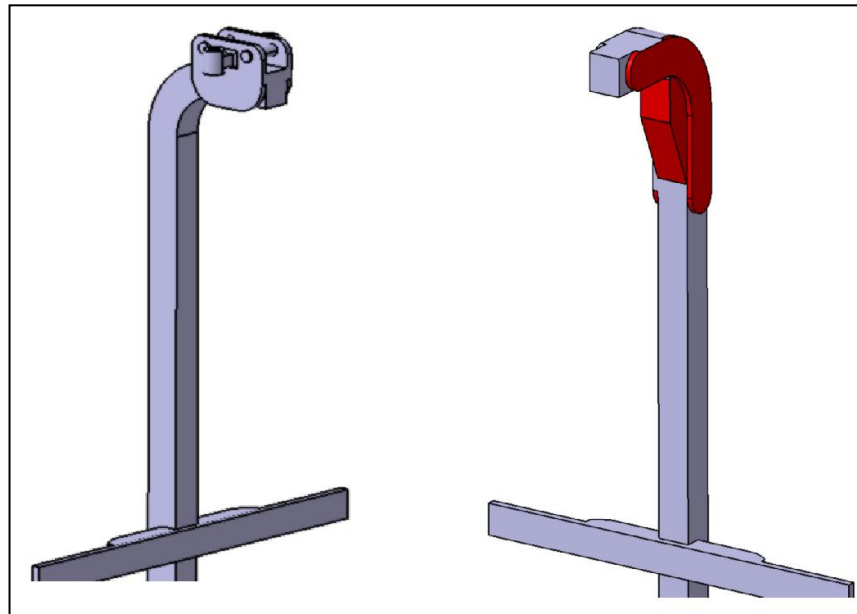


Ilustración 51. En rojo, cambios más importantes en la pieza.

En la siguiente imagen se puede ver cómo quedaría unido todo el conjunto. Faltarían los rodamientos entre el brazo y la pieza de unión pero no se ha creído conveniente

representarlos puesto que se elegirán de un proveedor. Más adelante se detalla más información sobre estos componentes.

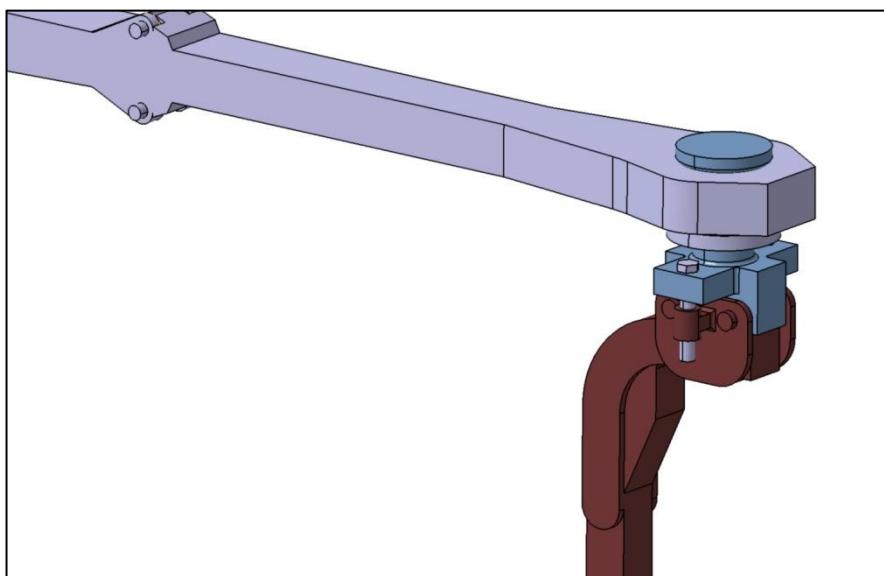


Ilustración 52. Detalle del conjunto.

Para la posición de las barras a las que se anclarán los asientos se han tomado las referencias descritas por la norma UNE_EN 7250-1:2008 y siguiendo un estudio sobre los datos antropométricos de la población laboral española. Dicho estudio se ha apoyado en la normativa citada.

Las medidas utilizadas son

Nº de referencia ISO 7250-1:2008	Medida en mm (Media)
4.2.1 Altura sentado (erguido)	830.34
4.2.13 Espesor del muslo sentado	141.42
4.4.6 Longitud poplíteo-trasero (Profundidad del asiento)	486.56

Con estas referencias se disponen las barras para que queden aproximadamente centradas en el asiento y de manera que se distribuyan las tensiones de la forma más uniforme posible.

El conjunto despiezado del soporte y su unión con el brazo quedaría de la siguiente manera.

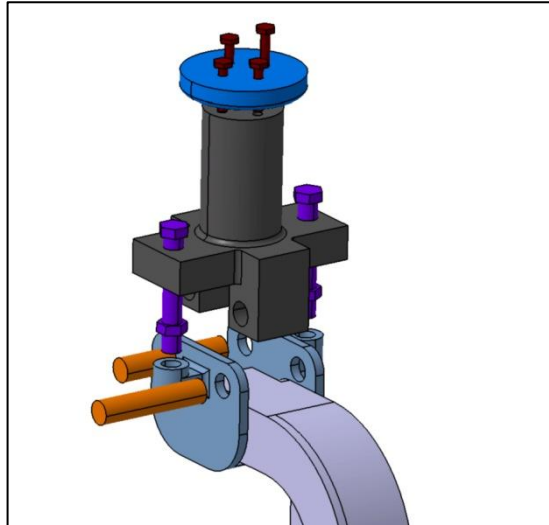


Ilustración 53. Despiece del soporte del asiento y la unión al brazo.

1.10.4. Soporte del brazo.

Para el diseño de este componente se ha tenido en cuenta por un lado las cargas a las que se ve sometido y por otro los requerimientos a la hora de montar y desmontar la atracción para su transporte. Para esta operación se necesita un mecanismo que ancle el brazo correctamente durante su funcionamiento y que permita el movimiento cuando la atracción esté siendo desmontada.

1.10.4.1. Primera propuesta.

La idea inicial propuesta para esta pieza es la siguiente.

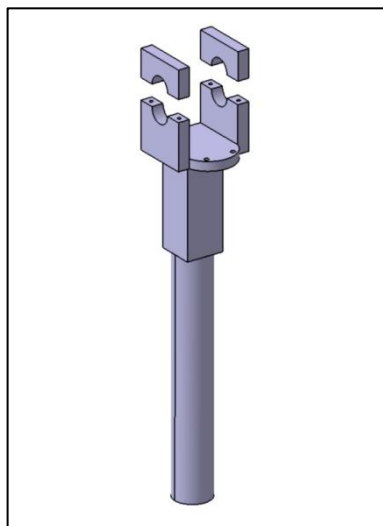


Ilustración 54. Diseño del soporte para el brazo.

Con este diseño, la parte cuadrada impide el giro entre la columna y el soporte de forma que todo el conjunto gire solidario. Las fuerzas verticales se transmiten a la columna. Sin

embargo, este diseño no es válido ya que estas dos piezas trabajan a tracción. Hay que encontrar la forma de fijar el soporte a la columna para que se puedan transmitir las fuerzas correctamente sin que se separen las dos piezas.

1.10.4.2. Segunda propuesta.

Para dar solución a este problema se opta por colocar tornillos que fijen ambas partes. Esta solución no es muy buena desde el punto de vista del montaje y desmontaje de la máquina, pero se considera que es la mejor solución desde el punto de vista de la seguridad. Se refuerza también la zona de apoyo del brazo.

En la siguiente imagen se muestra el concepto definitivo.

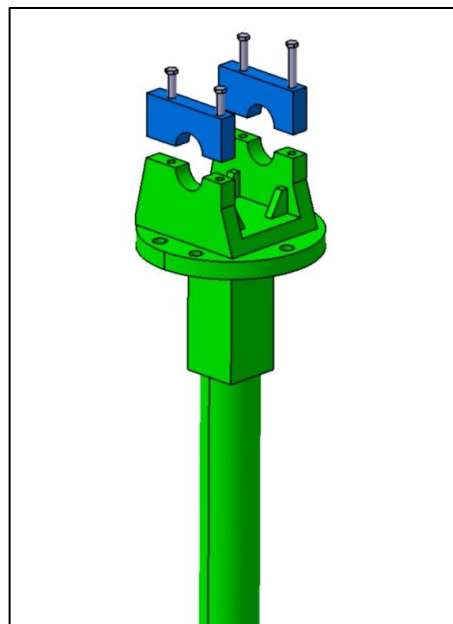


Ilustración 55. Diseño definitivo del soporte del brazo.

Comparando ambas piezas se pueden comprobar mejor los cambios.

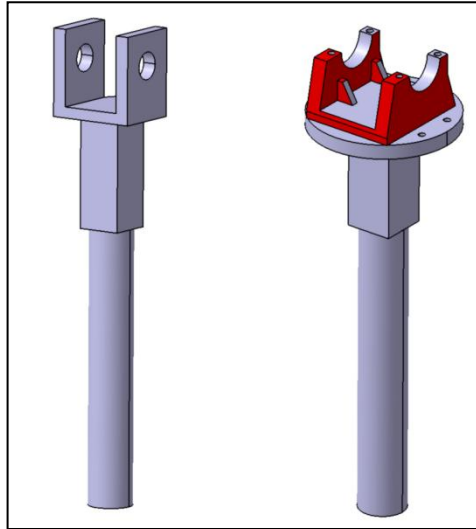


Ilustración 56. En rojo, modificaciones del diseño.

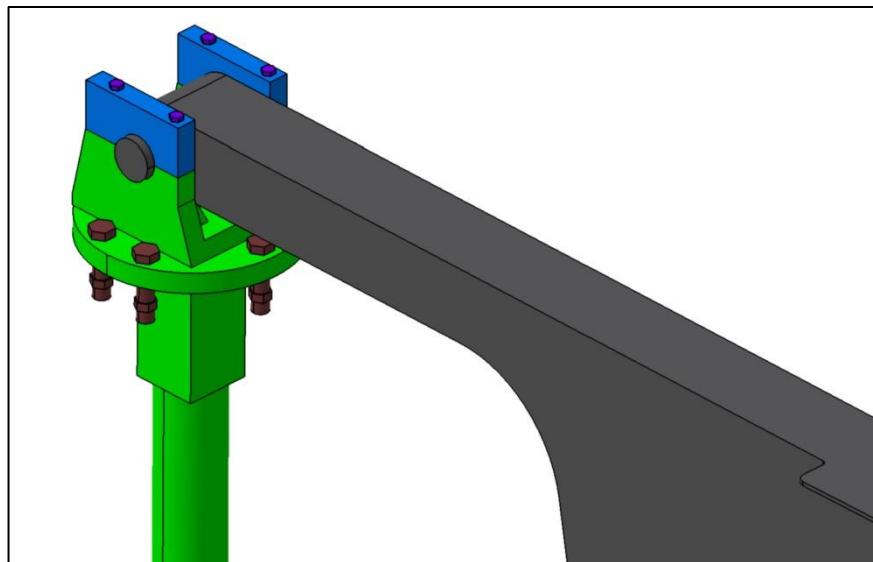


Ilustración 57. Detalle del conjunto.

La parte cilíndrica inferior está pensada a modo de guía durante el proceso de montaje y desmontaje. También será la encargada de transmitir los esfuerzos durante ese proceso.

1.10.4.3. Diseño definitivo.

Durante el estudio del montaje se constató que no es necesario elevar el soporte del brazo durante una operación normal de montaje o desmontaje. Esto, añadido a la necesidad de incorporar tornillos para fijar la unión hace prescindible la sección cuadrada debajo del soporte. Por lo tanto la propuesta definitiva es la siguiente.

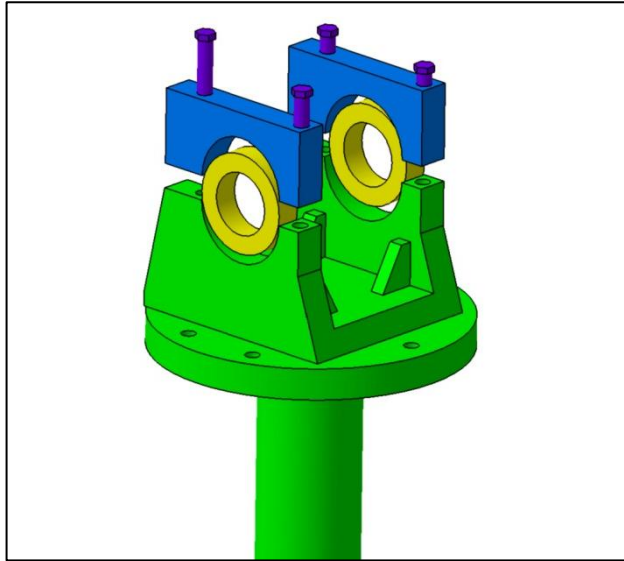


Ilustración 58. Soporte brazo definitivo.

En la imagen se incluyen las piezas que representan los rodamientos necesarios en la unión.

En una comprobación preliminar se concluye que el rediseño no afecta estructuralmente a la pieza ni a la fuerza que deben aguantar los tornillos. Por lo tanto se da como válido el cálculo por elementos finitos realizado para el diseño anterior.

1.10.5. Diseño de la columna.

1.10.5.1. Primer diseño.

Para la columna se sigue un diseño coherente con el del soporte para el brazo. La primera parte es cuadrada para impedir el movimiento y la segunda parte circular a modo de guía durante el montaje y desmontaje.

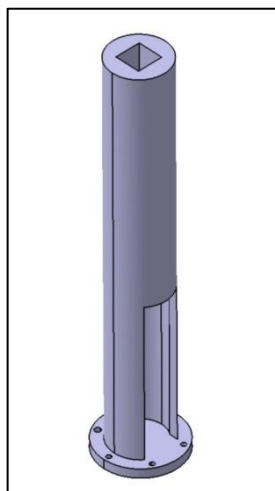


Ilustración 59. Primer diseño de columna.

En la parte inferior se abre un hueco para que sea posible introducir un mecanismo hidráulico que permita levantar el brazo cuando sea necesario. Debido a esta apertura aumentan las tensiones en esa zona por ello, para el siguiente diseño, se intenta reforzar esa zona tanto en el exterior como en el interior. Además se añade un anillo en la parte superior donde se puedan introducir los tornillos encargados de transmitir la fuerza vertical entre las distintas partes.

1.10.5.2. Segundo diseño.

Con esta propuesta se solucionan los problemas anteriormente descritos. En las siguientes imágenes se muestra la pieza al completo y detalles de la parte inferior y del conjunto con el soporte.

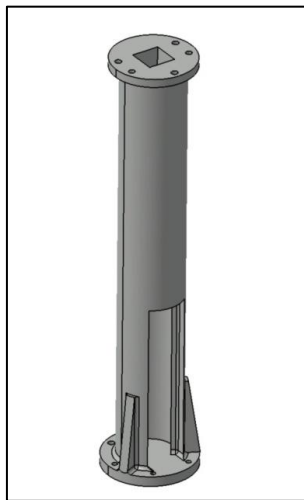


Ilustración 60. Columna.

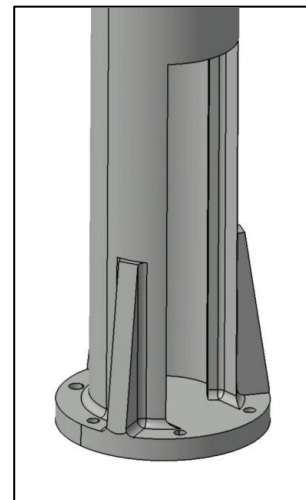


Ilustración 61. Detalle de la parte inferior de la columna.

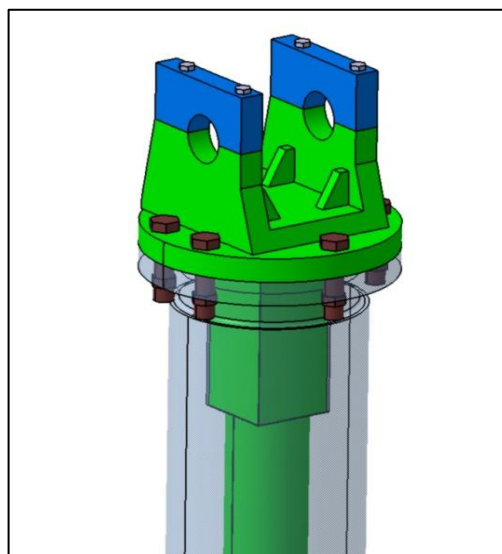


Ilustración 62. Conjunto columna y soporte para el brazo.

1.10.5.3. Diseño definitivo.

Debido al rediseño introducido en el soporte del brazo, es necesario rediseñar también la zona de la columna afectada. Al igual que en el caso anterior, el rediseño no tiene impacto estructural y por ello se considera como válido el análisis realizado para el diseño 2. Hay que destacar que cada análisis implica una gran cantidad de tiempo y esto supondría encarecer el producto.

El diseño final se muestra en la siguiente imagen. A la izquierda, el definitivo. A la derecha el diseño anterior (segundo diseño). Y redondeado la zona que se ve afectada por el cambio.

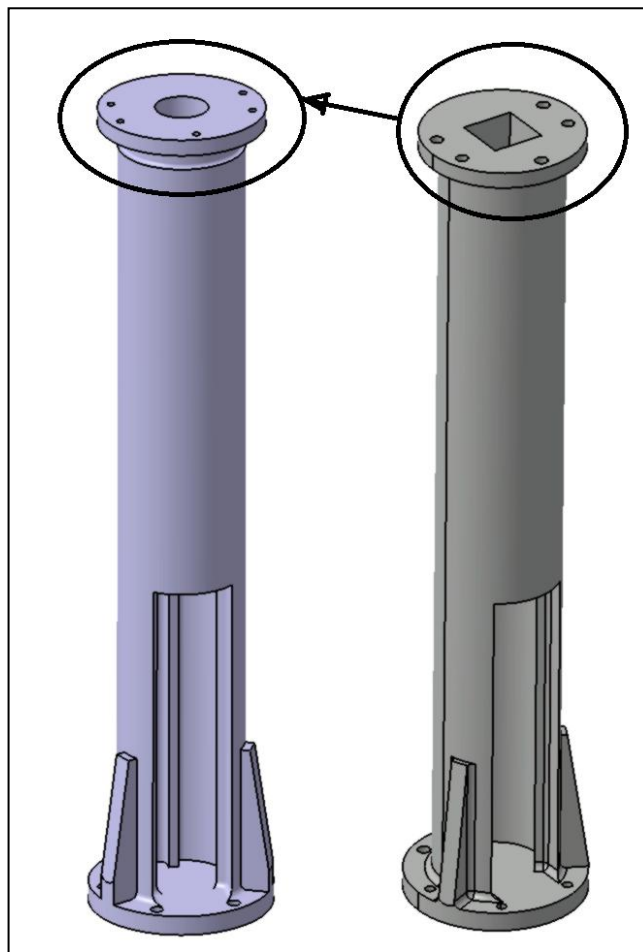


Ilustración 63. Comparación entre el diseño anterior y el definitivo.

El conjunto con ambos rediseños quedaría de la siguiente manera.

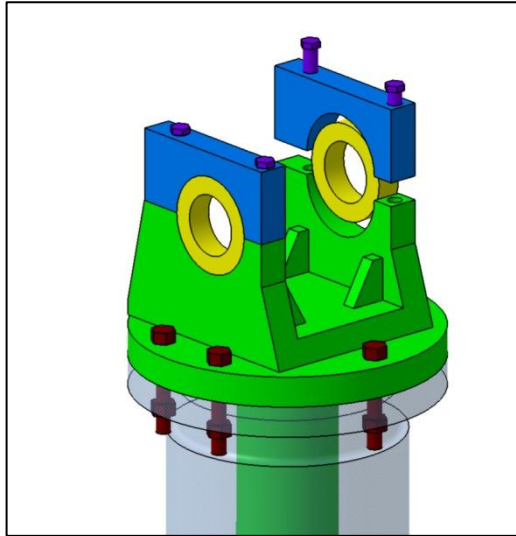


Ilustración 64. Conjunto columna y soporte definitivos.

1.10.6. Diseño de la base.

Para esta parte de la atracción también se han considerado dos alternativas.

1.10.6.1. Primer diseño.

En primer lugar se diseñó la base en dos partes unidas entre sí por radios. De esta forma se intenta reducir el peso de los componentes y facilitar la producción de los mismos evitando el diseño de piezas excesivamente grandes.

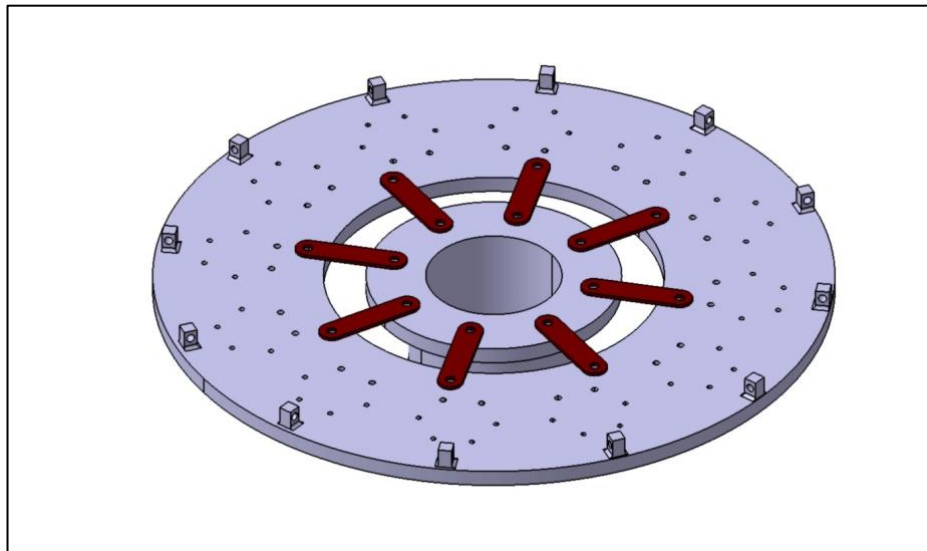


Ilustración 65. Primer diseño de la base

La parte central se uniría mediante engranajes al motor eléctrico. Se transmitiría el movimiento a través de los radios al cuerpo exterior donde irían fijadas las columnas y los actuadores hidráulicos.

El inconveniente de este diseño son las tensiones producidas en las piezas que unen las dos partes y que son las encargadas de transmitir la potencia de giro. Por ello se decidió cambiar el diseño y dejar el conjunto en una única pieza.

1.10.6.2. Segundo diseño

En este diseño se elimina la parte interior y los radios de forma que la potencia de giro se transmita directamente desde el motor a la base sin necesidad de introducir piezas intermedias.

En la siguiente imagen se puede ver el diseño realizado en Catia para esta parte.

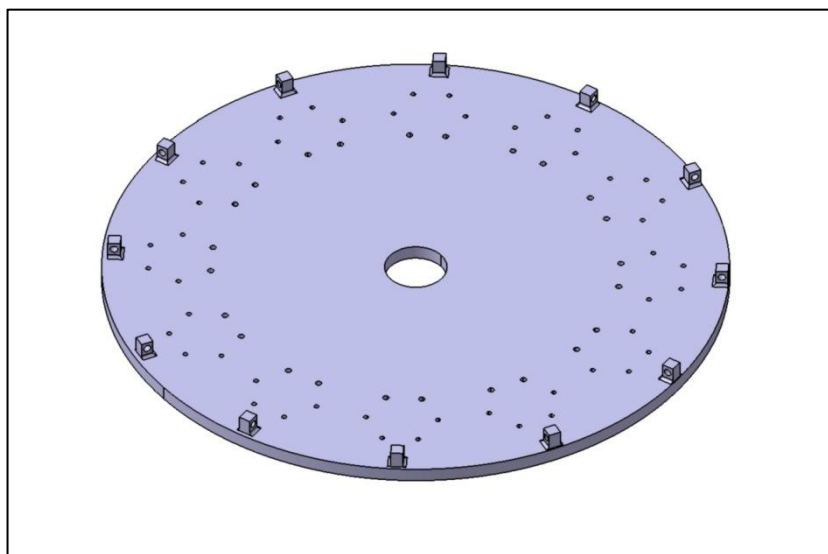


Ilustración 66. Segundo diseño para la base.

En cuanto al agujero interior, las dimensiones definitivas se detallarán en los planos del proyecto. Existen fundamentalmente dos posibilidades para impulsar la atracción. Una de ellas es engranar el motor al agujero central y la otra es engranar el motor al perímetro de la base. Habrá que tener en cuenta donde se alojará el motor, su tamaño y su velocidad nominal. En función de la velocidad y la desmultiplicación necesaria podría ser más interesante engranarlo al agujero interior o al exterior. También habrá que comprobar si puede ir colocado debajo de la base o será necesario colocarlo en otra posición, lo cual comprometerá también la posición de los engranajes desmultiplicadores y el punto de actuación sobre la base.

En la siguiente imagen se muestran las tres opciones valoradas en cuanto a posición de motor y transmisión se refiere.

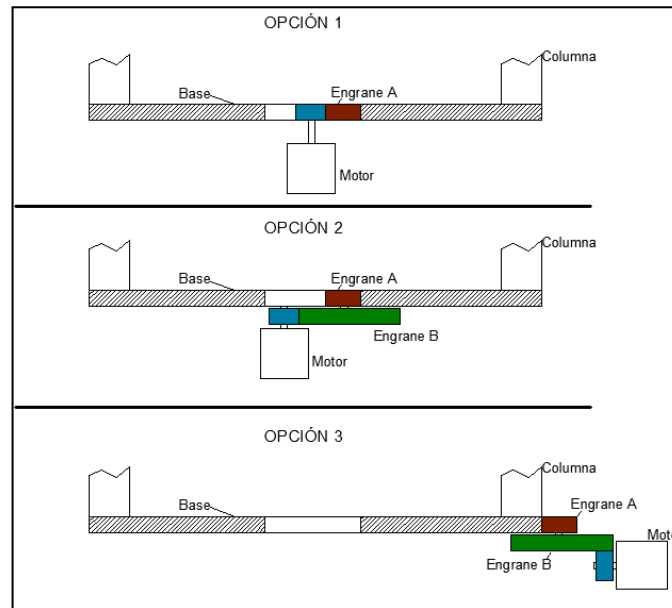


Ilustración 67. Opciones valoradas en el diseño de la base.

Finalmente se opta por la opción 3. Las reducciones necesarias en las otras dos opciones hacen inviable su diseño. Resulta más económico sacar el motor a un lado de la base y actuar desde ese punto ya que los engranajes son más convencionales. Además, para tareas de mantenimiento o sustitución del motor, resulta mucho más sencillo y accesible colocar el motor algo separado de la base. En el documento 2.CALCULOS se proponen más variantes de la opción elegida en este apartado.

Por lo tanto, el agujero no influye finalmente en el diseño funcional. Se decide un diámetro interior que permita el acceso de un operario al interior de la atracción en caso de tener que realizar labores de mantenimiento.

1.10.7. Diseño de la plataforma.

Otra parte que es necesaria calcular es la plataforma sobre la que andarán los pasajeros cuando se monten y se bajen de la atracción. Al igual que otras partes, será necesario diseñarla teniendo presente la operación de montaje y transporte.

A continuación se muestra una imagen del diseño.

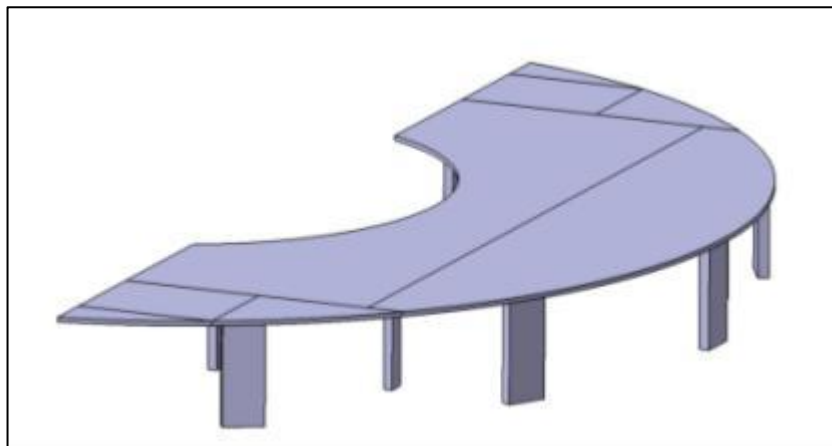


Ilustración 68. Diseño de la plataforma transitable.

Las partes que componen la plataforma serán plegables para que, sin necesidad de desmontar ninguna parte, pueda ajustarse a las dimensiones de longitud y altura máxima del camión. Las patas sí que serán desmontables para no superar la anchura máxima.

La plataforma en posición de transporte quedaría como se muestra en la siguiente imagen. Las partes en rojo son desmontables.

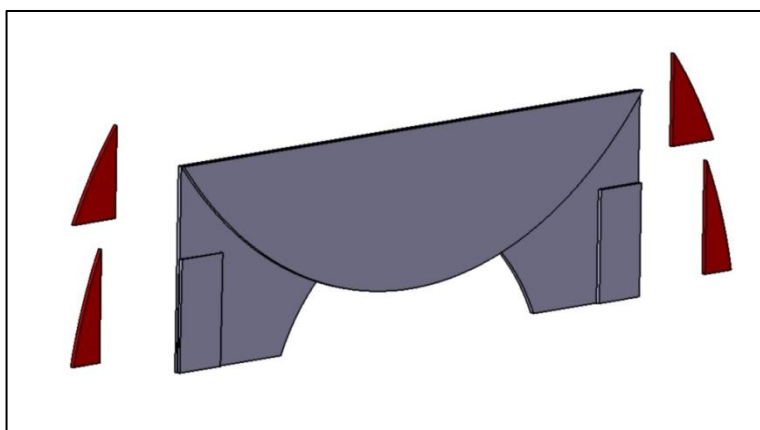


Ilustración 69. Plataforma durante el montaje.

1.10.8. Mascota de la atracción.

El aspecto gráfico de la atracción podría abarcar casi otro proyecto fin de carrera. Por ello no se presta especial atención a este apartado. Esto incluye tanto el diseño de la decoración de los brazos, de la estructura, la iluminación o la música.

No obstante, se propone como mascota de la atracción el siguiente modelo, inspirado en un tradicional muñeco de nieve.



2. Ilustración 70. Mascota de la atracción.

El modelo realizado en Catia es un boceto de lo que podría ser el elemento representativo de la atracción. Es un elemento sencillo para evitar complejas interpretaciones, barato de realizar, llamativo y agradable para atraer tanto a niños como adultos.

El muñeco estaría fabricado en plástico constaría de dos mitades unidas entre sí para facilitar el montaje y la fabricación.

1.9.9. Sistema de elevación de la mascota

Para mantener la mascota elevada durante el funcionamiento y a la vez poder recogerla para su transporte se diseña un sistema de elevación con unas barras correderas. El sistema consta de dos partes, una base donde se atornilla la mascota y tres guías por donde podrá deslizar dicha base. Se disponen agujeros para poder fijar la base en una posición determinada. Todo el conjunto se ancla a la base para que el muñeco gire solidario a los brazos.

En la siguiente imagen se muestra el conjunto.

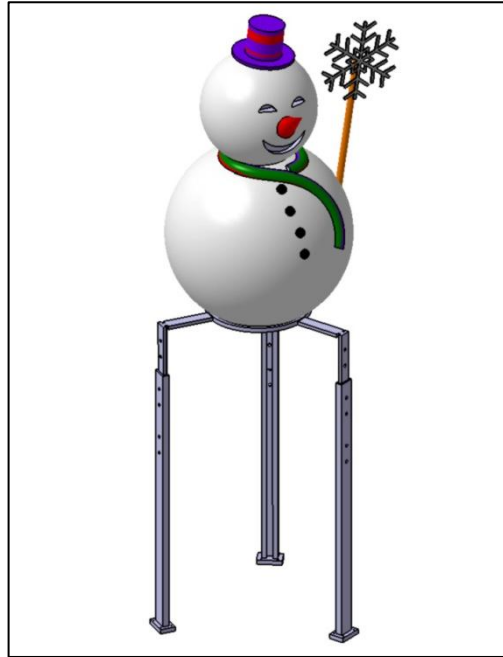


Ilustración 71. Conjunto mascota.

1.9.10. Conjunto.

Recogiendo los diseños definitivos de las partes que componen en la atracción se tiene una imagen del conjunto completo. De esta manera se puede comprobar que las dimensiones son coherentes y las piezas son funcionales desde el punto de vista teórico.

En la siguiente imagen se muestra uno de los brazos montado sobre la base.

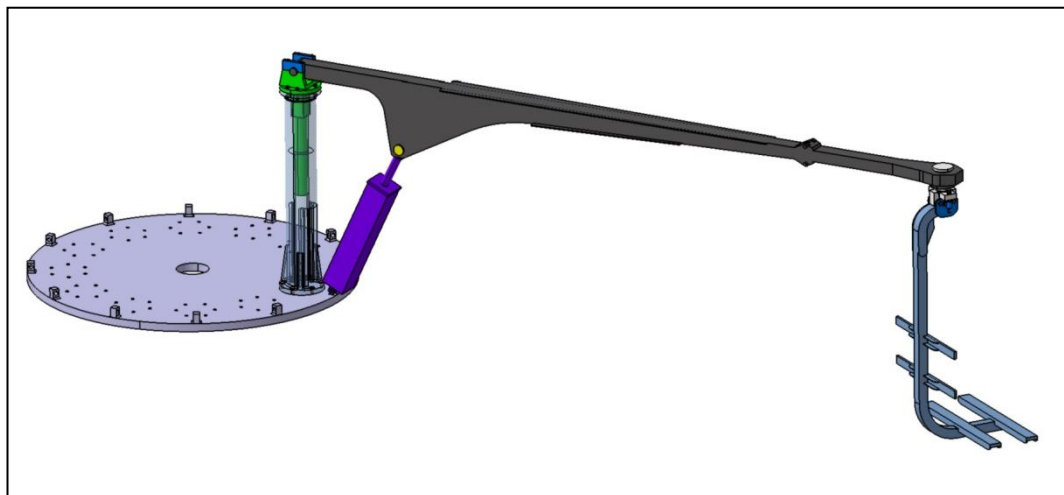


Ilustración 72. Uno de los brazos montado sobre la base.

En la siguiente imagen se puede ver con algo más de detalle la zona del actuador hidráulico. El modelo en Catia de éste es totalmente aproximado puesto que el componente se seleccionará de un fabricante. Por ello no resulta necesario entrar en detalle en los planos.

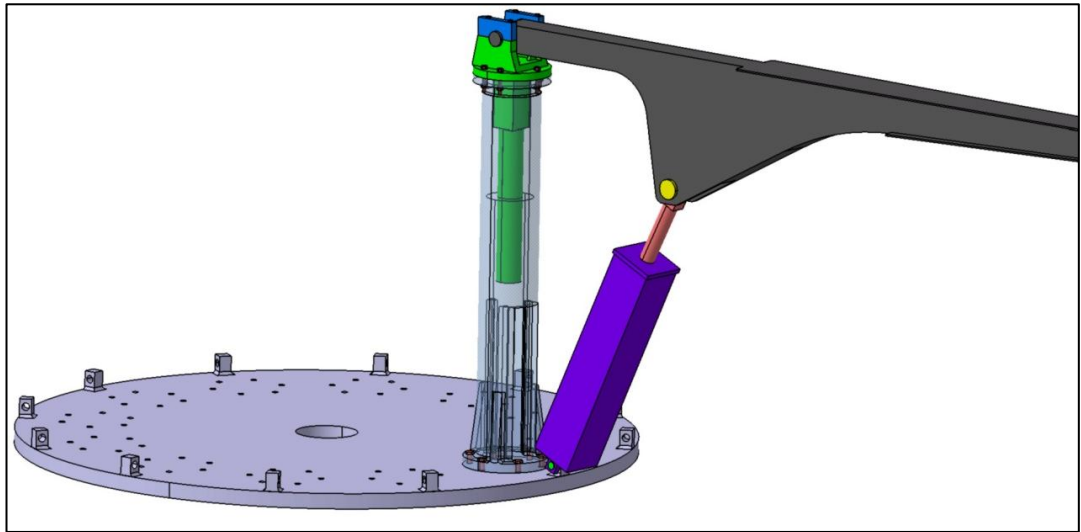


Ilustración 73. Detalle del conjunto.

La atracción con sus 10 brazos montados y sus respectivos soportes se muestra a continuación. Se añade también un boceto del chasis sobre el que está anclada.

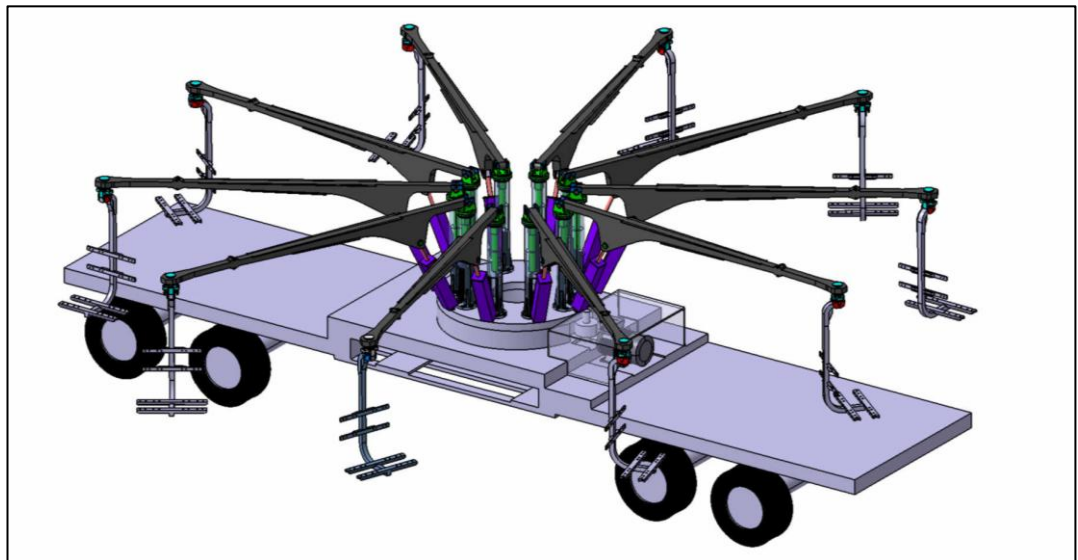


Ilustración 74. Conjunto con 10 brazos y chasis

A continuación se muestra la atracción con la plataforma transitable. Esta plataforma iría unida al chasis mediante bisagras para facilitar el montaje y desmontaje.

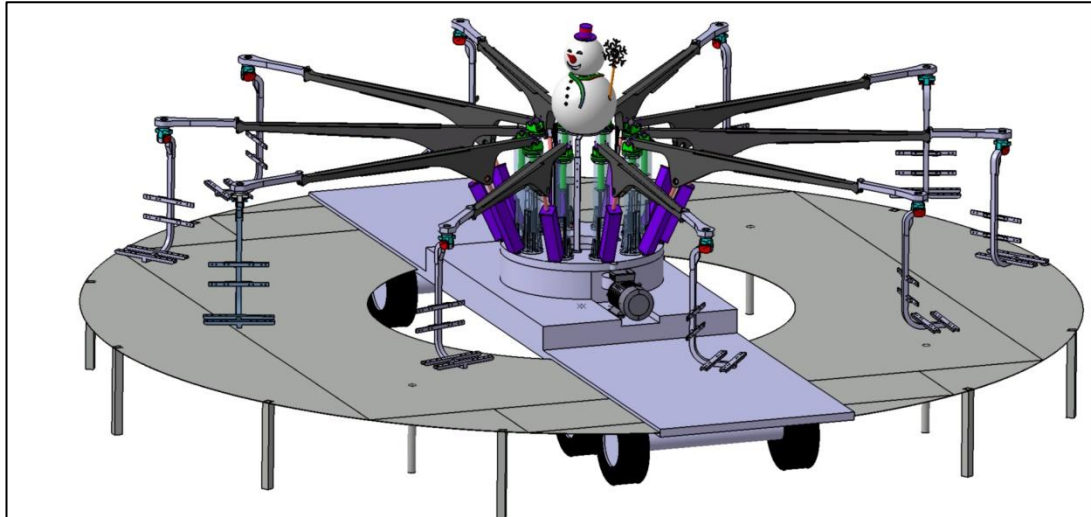


Ilustración 75. Conjunto con 10 brazos y plataforma.

1.10. MONTAJE Y TRANSPORTE.

En cuanto al montaje y transporte, el objetivo, como se comenta al inicio del proyecto, es poder transportarla en un remolque de camión convencional y además evitar en la medida de lo posible las operaciones costosas de mano de obra.

La solución que se propone en este proyecto sería la de evitar desmontar los brazos, sino dotarles de un grado de libertad para el montaje y desmontaje permitiéndoles girar respecto del eje de su soporte. Habría que desmontar 5 tornillos por cada brazo. De esta manera no se necesitan equipos especiales. Además de esta manera se podrá hacer una inspección visual a los tornillos en cada operación montaje y desmontaje garantizando su correcto estado.

Los brazos tendrán que ir de la manera que se muestra en la imagen. Solo se muestran 5, los otros 5 irían de forma simétrica.

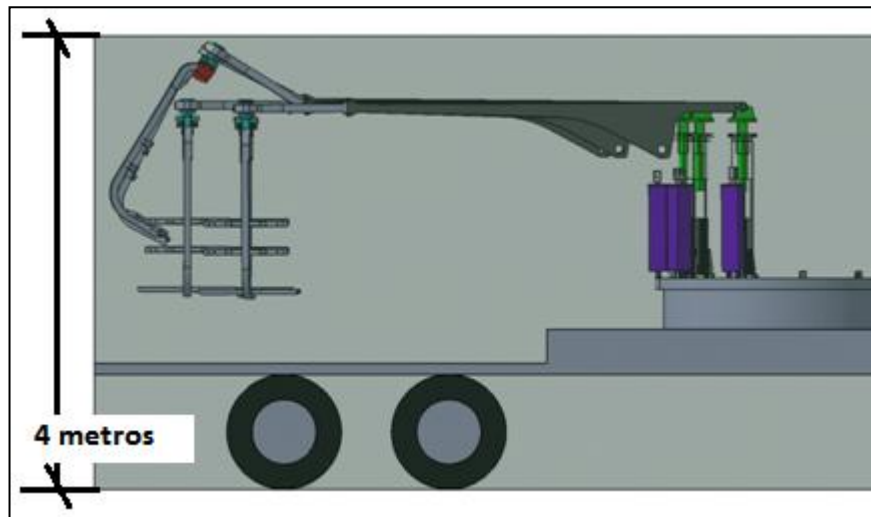


Ilustración 76. Atracción en transporte vista de perfil.

En planta quedaría de la siguiente manera.

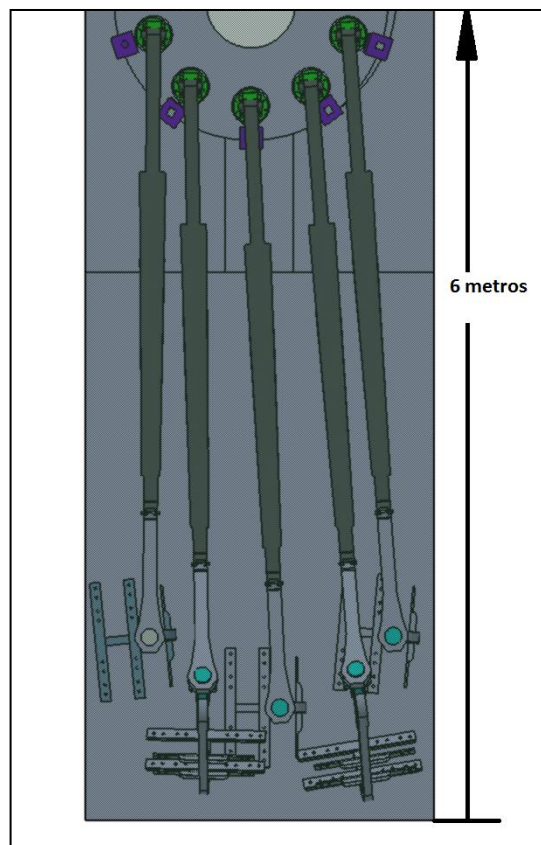


Ilustración 77. Atracción en transporte vista en planta.

En las dos siguientes imágenes se muestra la atracción en posición de transporte sin y con la plataforma recogida.

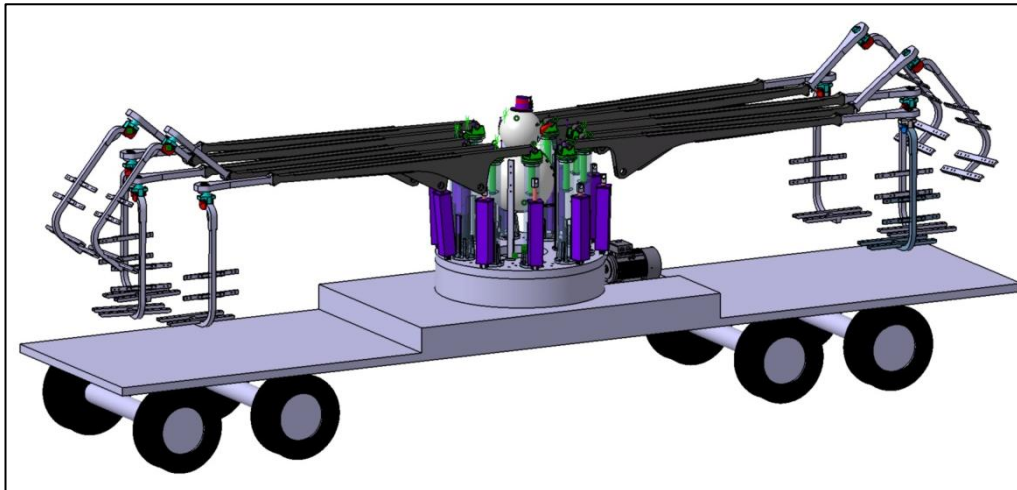


Ilustración 78. Los 10 brazos en posición de montaje.

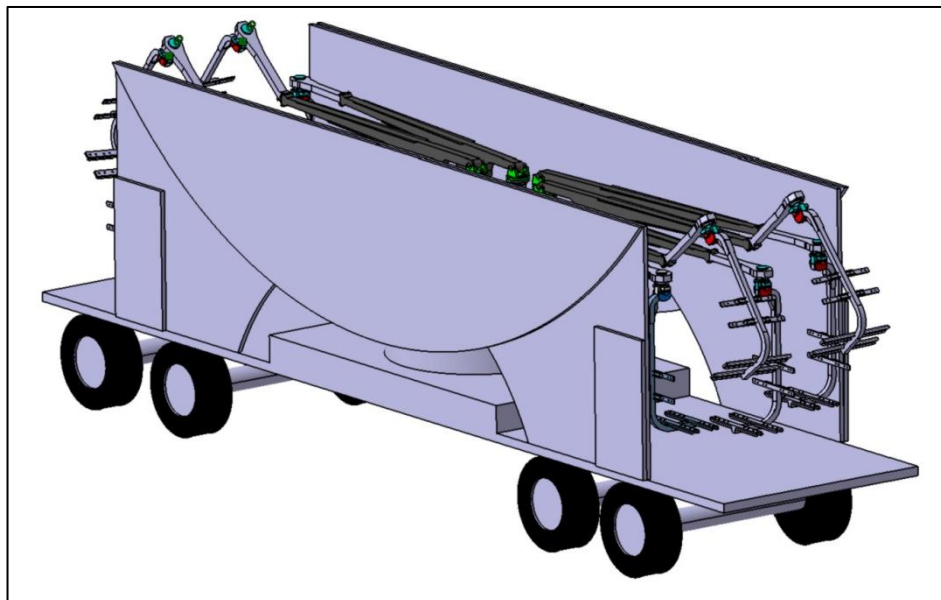


Ilustración 79. Atracción en modo transporte con plataforma.

Con esta disposición habría espacio para colocar los elementos decorativos desmontables debajo de los brazos evitando así la necesidad de un vehículo adicional y reduciendo por tanto los costes.

Un detalle interesante y que supondrá un cierto rediseño en alguna de las piezas es el hecho de que los brazos no necesitan solaparse para entrar en el espacio requerido. Inicialmente se había pensado que sería necesario levantar alguno de los brazos para poder encajarlos todos ellos dentro del tráiler. Sin embargo, al haber 10 brazos en vez de 12 esta operación no es necesaria. Esto conlleva cambios en dos piezas.

Por un lado, la parte inferior del soporte del brazo pasa de tener un elemento cuadrado a ser completamente cilíndrica ya que el punto de apoyo será el mismo que en funcionamiento normal. Así se evita el tener que levantar el soporte para poder girarlo y se evita también el disponer de 10 actuadores hidráulicos fijos que operen únicamente en la fase de montaje, ahorrando así una cantidad importante de dinero tanto en material como en mantenimiento.

Por otro lado, el agujero superior de la columna será completamente cilíndrico para acoger perfectamente al soporte del brazo. El hueco en la parte inferior de la columna se deja intacto ya que en un momento puntual puede ser necesario levantar el brazo.

El diseño definitivo es el siguiente.

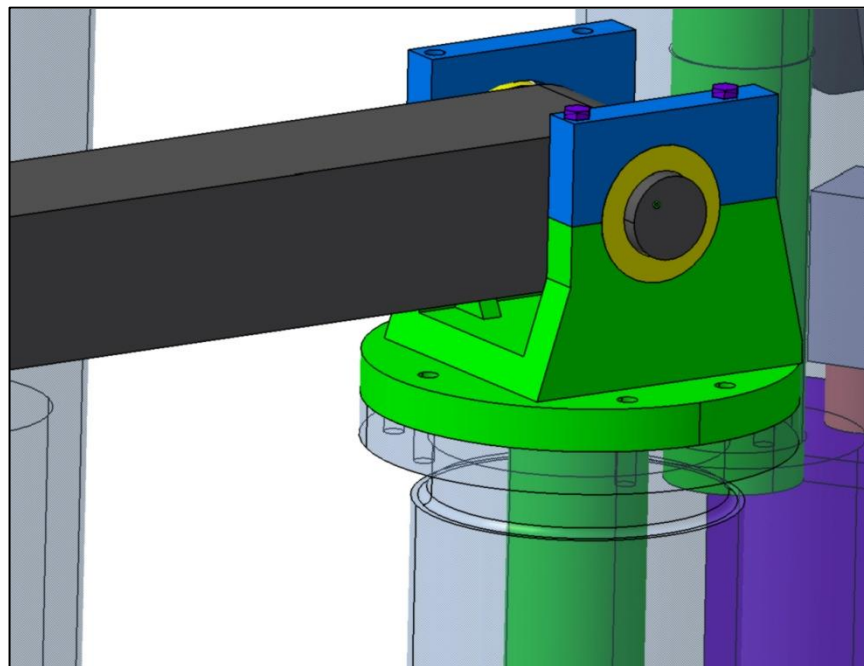
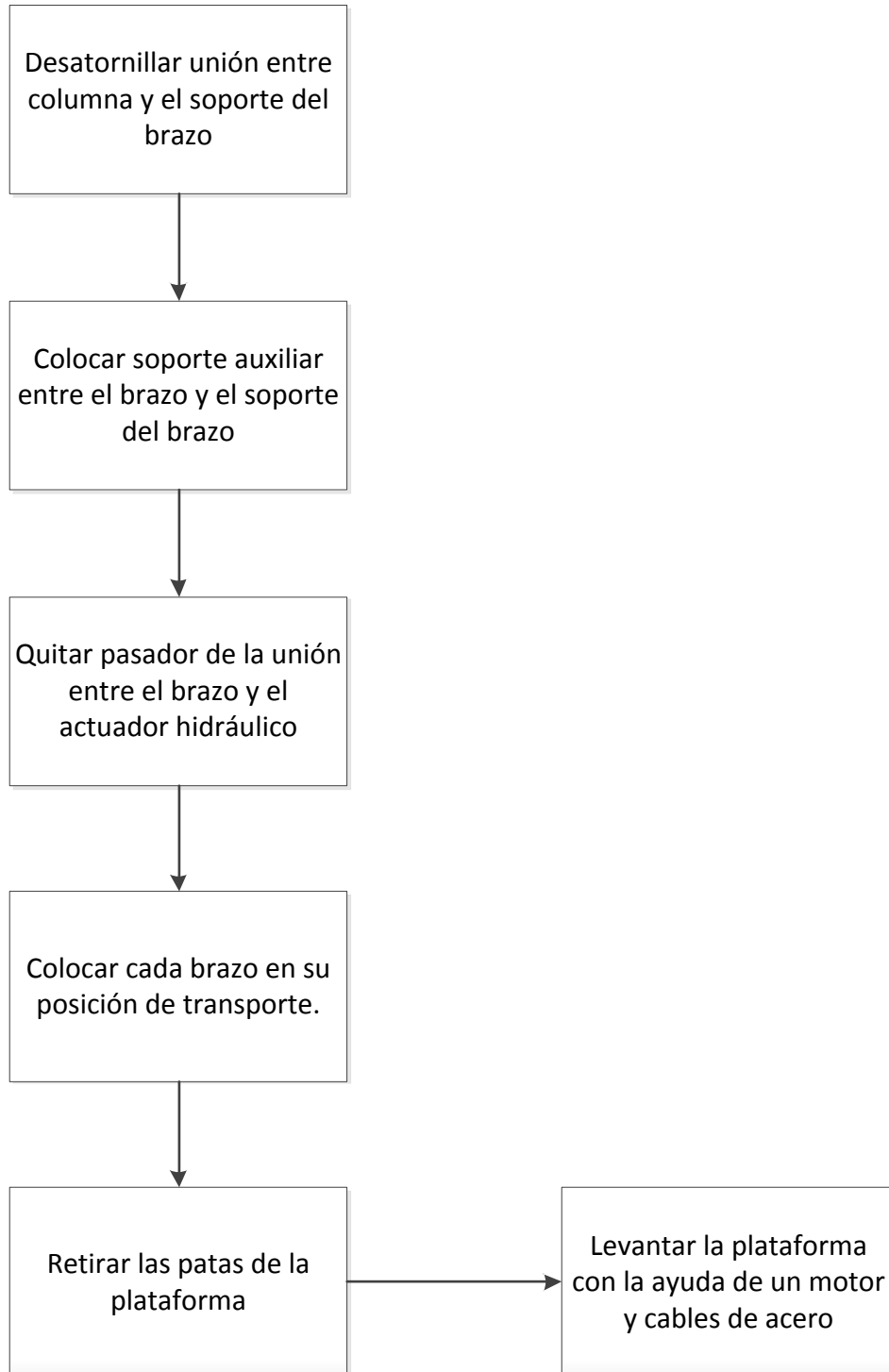


Ilustración 80. Diseño definitivo de la columna y soporte.

El rediseño no afecta de manera sustancial al cálculo estructural realizado anteriormente por lo que se consideran válidas las dimensiones y material utilizados.

El proceso seguiría el siguiente orden.



Inicialmente se deben desatornillar las uniones entre cada columna y su respectivo soporte del asiento. Esto implica desatornillar 50 tornillos. Podría evitarse desatornillar dos de los soportes puesto que no es necesario girar el brazo respecto a la columna. Por tanto serían 40 tornillos.



Una vez asegurado el brazo, se retira el pasador que une el brazo al actuador hidráulico. El actuador se fija a la columna. En este caso la fijación irá probablemente en la decoración de la máquina.

A continuación se giran los brazos a la posición adecuada, se retiran los pasadores entre las dos partes del brazo los casos que procedan y se elevan los soportes que procedan. Se retiran las patas y las partes desmontables de la plataforma y finalmente se eleva la plataforma con la ayuda de un motor y un cable de acero unido al extremo de la plataforma.

El proceso de montaje sería el inverso. En primer lugar se deben desplegar las plataformas y colocarlas en posición horizontal. Se deben asegurar también los apoyos de la plataforma.

Posteriormente se deben colocar los brazos y sus soportes en la posición correcta, alineando los agujeros roscados del soporte del brazo con los agujeros roscados de la columna. Se debe fijar la parte abatible del brazo a la parte fija y fijar también los actuadores hidráulicos al brazo.

Una finalizado este proceso se deberá inspeccionar que todas las uniones están correctamente fijadas y no existe daño visual en ninguna de las partes estructurales de la atracción.

1.11. CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS.

El cálculo de todas las piezas y diseños propuestos en este documento se realizará mediante la herramienta de elementos finitos. Para ello se hará uso del programa Marc Mentat.

Los mallados se realizarán en el programa de CAD. Será un mallado superficial con triángulos adaptando el tamaño del elemento a las necesidades impuestas por la geometría de la pieza. Posteriormente se volverá a mallar convirtiendo los elementos triangulares en tetraedros para poder generar el volumen interno de la pieza con sus cavidades en caso de que existieran.

Por lo general se tratará de utilizar entre 20000 y 30000 elementos. Se considera una cantidad suficientemente elevada para obtener un cálculo preciso sin aumentar excesivamente el coste computacional. Hay que tener en cuenta que, a pesar de ser un proyecto fin de carrera, el tiempo de cálculo es costoso en términos económicos por lo que conviene ajustar en la medida de lo posible este tiempo si se quiere entrar en un mercado tan competitivo como el de hoy en día.

La herramienta de FEM se utilizará para el cálculo estructural tanto estático como dinámico.



En el cálculo estático se valoraran las tensiones máximas y especialmente las zonas de concentración de tensiones para poder corregir dichas zonas en los diferentes rediseños que sufran las piezas. Además, a partir del cálculo se podrán obtener las fuerzas en puntos donde un cálculo manual resultaría inexacto. Estas fuerzas se usarán posteriormente para calcular y elegir los distintos accionamientos de la máquina así como la tornillería.

Por otro lado, en el cálculo dinámico se obtendrán frecuencias naturales de vibración y se hará un análisis de las deformaciones sufridas a dichas frecuencias con las cargas aplicadas en la pieza.

Otra herramienta de la que se hará uso en la parte de cálculo del proyecto será la de cálculo por CFD. Debido a la complejidad de la geometría a la hora de aplicar la normativa correspondiente a cargas de viento, se hará un estudio de las fuerzas producidas por el viento a la velocidad de referencia y se comprobará que lo calculado por normativa y por CFD coincide.

También se analizarán las líneas de flujo a su paso por el brazo para detectar posibles turbulencias que afecten a los demás brazos. Este aspecto no es cuantificable siguiendo exclusivamente la normativa y puede ser igual o incluso más importante que la fuerza del viento suponiendo que no existen turbulencias.

1.12. CÁLCULO DE TORNILLOS.

El cálculo de las uniones atornilladas se basa en la normativa específica UNE – EN 13814:2006, lo cual supone una simplificación de la normativa UNE – EN 1993-1-8:2011 dentro de la normativa de estructuras de acero. En el apartado correspondiente a cálculo de tornillos del documento 2. CALCULOS se detalla más información sobre los pasos seguidos y las tablas usadas.

A grandes rasgos, el proceso empieza con la obtención de las fuerzas que actúan en la unión bien sea mediante un cálculo manual o a partir del modelo de elementos finitos. Posteriormente se dimensionan los tornillos teniendo en cuenta los esfuerzos a tracción y a cortadura. El objetivo es obtener una métrica y una clase de calidad para cada tornillo y comprobar que la fuerza está dentro de los límites en relación con la precarga.

1.13. ELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

La elección de rodamientos consistirá por un lado en escoger un rodamiento que soporte las cargas aplicadas y por otro obtener la vida útil de dicho rodamiento en las condiciones de funcionamiento más desfavorables. Además se hará referencia al aceite con el que es necesario lubricar el elemento para garantizar la vida calculada. Según la normativa UNE-



EN 13814:2006 este tipo de uniones deben aguantar 5000 horas de funcionamiento puesto que se consideran componentes sustituibles de la maquinaria de seguridad crítica.

Para todo este cálculo y elección se recurrirá al catálogo de un proveedor especializado en rodamientos. Inicialmente habrá que obtener las cargas que actúan sobre la pieza y la velocidad de giro relativa entre las dos piezas. Al igual que en el caso de las uniones atornilladas, las fuerzas se podrán obtener bien por un cálculo manual o bien a partir del modelo de elementos finitos. En cuanto a la velocidad de giro, se obtendrá del modelo realizado en Matlab Simulink colocando sensores en las uniones en estudio.

Después habrá que seleccionar el rodamiento más adecuado según las cargas aplicadas.

Finalmente se utilizará el programa creado por el proveedor donde, sabiendo el tipo de rodamiento, la carga, la velocidad de giro y la lubricación (obtenida también de sus gráficas y tablas basadas en la experiencia) se podrá hacer una estimación de la vida útil del rodamiento. El fabricante ofrecerá un valor en número de ciclos y otro valor en horas de funcionamiento.

Una vez seleccionado habrá que realizar un pequeño rediseño a ciertas partes de la máquina para dar alojamiento al rodamiento.

En los planos se incluirán los planos de cada rodamiento aportados por el proveedor.

1.14. ELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.

Para la elección de este accionamiento habrá que saber la potencia necesaria para hacer girar la atracción a una velocidad determinada. Por lo tanto, se necesitará tener la geometría y las masas totalmente definidas así como la velocidad de giro y las aceleraciones a las que se someten dichas masas.

Por otro lado, antes de entrar a elegir un motor u otro, habrá que decidir qué tipo de motor se prefiere. Dentro de los tipos que se pueden encontrar están las máquinas síncronas y asíncronas cada una de ellas con sus tipos de construcciones, ventajas y desventajas. No es objeto de este proyecto el realizar una comparativa exhaustiva de ambos tipos de motor por lo que solamente se justificarán las ventajas que presenta el motor elegido.

Al igual que en el caso de los rodamientos, el motor eléctrico se elegirá del catálogo de un proveedor. Este proveedor proporcionará la información y planos necesarios para poder definir claramente el motor dentro de este proyecto.

1.15. CÁLCULO DE ENGRANAJES.



En el cálculo de engranajes se seguirán las pautas de la norma ANSI/AGMA 2001-D04. En primer lugar se realizará una comprobación previa de la resistencia mediante la expresión de Lewis. Después se utilizarán los factores de corrección de la norma para mayorar la carga y minorar la resistencia. De esta manera se podrán elegir las dimensiones y los materiales del engranaje de manera más precisa y segura.

Las tablas y gráficas en las que se apoya la norma y de donde se obtienen los coeficientes están en libro “DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell”.

Finalmente se comprobará la tensión de contacto es menor que la tensión de contacto admisible.

1.16. CÁLCULO DE LA ESTABILIDAD.

El cálculo de la estabilidad viene impuesto por normativa. Consistirá en comprobar que el momento de vuelco es menor que el momento de estabilización sin tener en cuenta elementos de anclaje. Se requiere un cálculo en distintas condiciones de carga, especialmente en condiciones de carga desequilibrada suponiendo que sólo hay pasajeros en un lado de la atracción. Se mayorarán únicamente las cargas que contribuyan al momento de vuelco.

1.17. FABRICACIÓN.

En este apartado se trata de describir de manera aproximada los métodos de fabricación que podrían emplearse para conseguir las geometrías propuestas.

Para las barras superiores e inferiores del soporte del asiento se propone que sean de acero laminado. Las partes añadidas que incrementan la sección y se unen al soporte del asiento serían también de acero laminado e irían soldadas con el cuerpo principal.

El soporte del asiento se conseguiría a partir de una sección cuadrada doblada para conseguir la forma deseada. Para conseguir la forma definitiva se podría mecanizar mediante corte. Las partes unidas de manera fija al soporte irían soldadas.

Las uniones se realizan por laminación y doblado en un caso y por corte y posterior mecanizado para conseguir el acabado superficial requerido en otro.

Para la parte móvil o abatible del brazo se parte de un perfil de acero cuadrado hueco y se elimina por corte laser las partes sobrantes hasta conseguir la geometría deseada.



Para la parte fija del brazo se parte de dos perfiles laminados de acero simétricos que serían las partes laterales del brazo. La parte superior e inferior serían también de acero laminado y se unirían por soldadura a los laterales.

El soporte del brazo se haría a partir de un tubo de sección circular maciza y soldado a la zona donde asienta el brazo y los rodamientos, la cual se mecanizaría mediante corte.

La columna se haría a partir de una lámina de acero doblada, soldada a la parte cilíndrica inferior. Las cavidades interiores se podrían realizar por corte una vez doblada la lámina o generando la geometría antes del doblado para evitar operaciones adicionales.

La fabricación de la plataforma se podría subcontratar a especialistas en suelos metálicos. Se formaría a partir de acero laminado del espesor deseado formando la geometría completa a partir de paneles unidos.

La mascota se podría fabricar a partir de una lámina delgada de plástico y conseguir la forma esférica hueca por embutición. El sombrero se conseguiría de la misma manera. La varilla podría conseguirse por trefilado y la forma del copo de nieve se conseguiría mediante corte o mediante estampación.

Todo esto se describe a modo de indicación. No es objeto de este PFC el estudio de la fabricación de las piezas por lo que puede que haya procesos que puedan ser inviables. De cara a la fabricación real de la máquina habría que contactar con empresas especializadas en la fabricación en acero de geometrías complicadas y pedir asesoramiento. Es muy posible que en esa fase se realicen recomendaciones que afecten ligeramente el diseño.

1.18. SOLUCIÓN FINAL. CONCLUSIONES.

A fin de recopilar la información más importante del proyecto se elabora un resumen con los objetivos, punto de partida, solución final y consideraciones realizadas.

El proyecto fin de carrera reunía dos objetivos fundamentales. Por un lado diseñar y calcular las partes más importantes que componen una atracción de feria. Por otro lado se tenía como objetivo el poder poner en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera y al mismo tiempo el poder ampliar dichos conocimientos en campos como los elementos finitos.

Como punto de partida para el proyecto se imponen algunas condiciones que se detallan en el apartado 1.6. PUNTO DE PARTIDA. En resumen, estas condiciones son:

- La atracción debe tener entre 10 y 12 brazos
- Debe ser transportable en un remolque de un camión
- Debe cumplir con las dimensiones máximas del camión (12m de largo, 2.55m de ancho y 4m de alto)

- No exceder el peso máximo del remolque
- Minimizar costes
- Cumplir con la normativa impuesta

Con estas premisas se comienza el diseño siguiendo el proceso descrito en los apartados iniciales de la memoria.

A lo largo de este documento se proponen las soluciones definitivas para cada parte. Se eligen soluciones tanto de piezas diseñadas como de piezas o partes elegidas de proveedor como son los rodamientos o el motor eléctrico. El conjunto con todas las soluciones definitivas de cada parte es el siguiente.

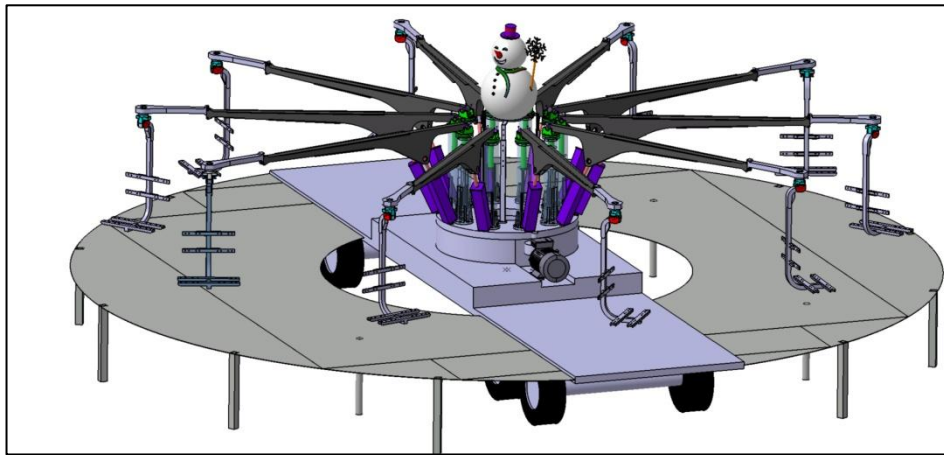


Ilustración 81. Solución definitiva.

También se ha tenido en cuenta la necesidad de transportar todo el conjunto en un remolque convencional. Además se ha tratado de facilitar las operaciones de montaje y desmontaje al máximo posible. La atracción en fase de transporte quedaría como se muestra en la siguiente imagen.

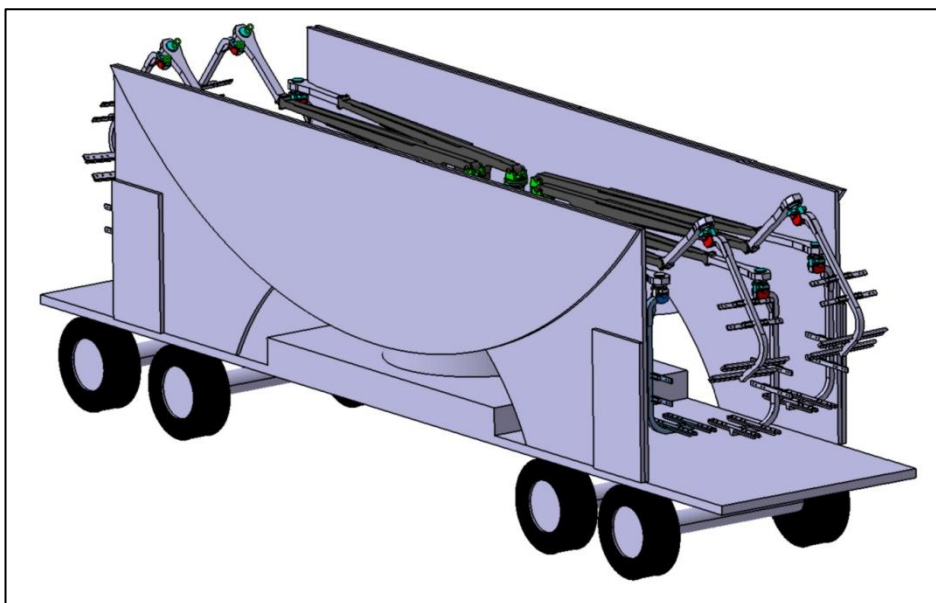


Ilustración 82. Solución definitiva, modo transporte.

Para los rodamientos se han elegido de un proveedor mundialmente reconocido. Se han escogido a partir de las condiciones de fuerza y de geometría y se ha calculado la vida útil de cada uno de ellos en base a esas condiciones de partida. Las series elegidas son las siguientes.

Rodamiento	Tipo	Unión
61816	Bolas rígidas	Soporte asiento y brazo
51117	Axial de bolas con simple efecto	Soporte asiento y brazo
32010 X/Q	Rodillos cónicos	Brazo y soporte brazo
33110 X/Q	Rodillos cónicos	Brazo y actuador hidráulico
32305 J2	Rodillos cónicos	Actuador hidráulico y base
294/1000EF	Axial de rodillos a rótula	Base y chasis

El motor eléctrico también se escoge de un proveedor, en este caso Siemens. Se ha escogido teniendo en cuenta la velocidad de giro y la potencia que es necesaria suministrar a la atracción. El motor será el 1LA5207-0AB60 según el catálogo del proveedor.

Los actuadores hidráulicos se escogen de SMC con código CNSC-125 1000.

El peso máximo del conjunto cuando no la máquina no está operando (modo transporte) sería de alrededor de 16 toneladas por lo que entraría dentro de la carga admisible del camión.

Con toda esta información se han podido elaborar unos planos y un presupuesto que define completamente todas las partes y accionamientos implicados cumpliendo con los requerimientos impuestos para este proyecto y con los impuestos de manera general por la normativa específica UNE-EN 13814.



1.19. VALORACIÓN PERSONAL DEL PROYECTO.

A lo largo del proyecto se ha hecho uso de muchas de las materias vistas en ingeniería industrial tanto de la rama mecánica como de la eléctrica o económica. Se ha podido poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos y además se ha podido ampliar en campos como por ejemplo en el uso de herramientas informáticas para el diseño y el cálculo de componentes como Catia y Matlab Simulink. También se han adquirido conocimientos muy útiles para el desarrollo de una carrera profesional técnica como es el campo de los elementos finitos, campo que se trata de manera muy escasa a lo largo de la carrera.

Por otro lado, se ha tenido la posibilidad de contactar con proveedores industriales de diversos componentes, lo cual es una buena experiencia tanto a nivel académico como a nivel profesional y personal.

Además, se ha conseguido obtener una visión más técnica de una máquina que se ve habitualmente y se ha podido entender cómo funciona y cuáles son sus partes fundamentales.

Por lo tanto, a nivel personal y académico ha sido un proyecto laborioso pero a la vez gratificante, en el que se han aprendido nuevas disciplinas y se han aplicado y mejorado las ya conocidas.



Pamplona, 2 de Julio de 2012.

Miguel de la Torre González.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

CÁLCULOS

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012



2. CALCULOS

ÍNDICE

2.1. INTRODUCCIÓN	5
2.2. OBJETIVOS	5
2.3. PROCESO DE CÁLCULO.....	5
2.4. DATOS DE PARTIDA.....	7
2.5. CÁLCULO DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES.....	8
2.5.1. Introducción.....	8
2.5.2. Aceleración radial.....	9
2.5.3. Aceleración tangencial horizontal.....	10
2.5.4. Aceleración tangencial vertical.....	10
2.5.5. Aceleración de Coriolis.....	11
2.5.6. Resultados.....	11
2.6. CÁLCULO DE FUERZAS.....	17
2.6.1. Datos de partida.....	17
2.6.2. Fuerzas producidas en la cabina.....	18
2.6.3. Carga de viento	21
2.6.4. Cálculo de cargas de viento por CFD.....	26
2.7. CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS	30
2.7.1. Cálculo del brazo	30
2.7.1.1. Predimensionado.....	30
2.7.1.2. Segundo diseño.....	35
2.7.1.3. Tercer diseño.....	36
2.7.1.4. Cuarto diseño.....	40
2.7.1.5. Diseño definitivo.....	42
2.7.2. Cálculo del soporte del asiento.....	46
2.7.2.1. Primer diseño.....	46
2.7.2.2. Segundo diseño.....	48
2.7.3. Cálculo del soporte del brazo.....	53
2.7.4. Cálculo de la columna.....	55
2.7.4.1. Primer diseño.....	55



2.7.4.2. Segundo diseño.....	56
2.7.5. Cálculo de la plataforma.	58
2.7.6. Cálculo de la base para la mascota.	60
2.8. COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA DINÁMICA.....	61
2.8.1. Análisis del soporte del asiento.	61
2.8.2. Análisis del brazo.....	64
2.8.3. Análisis del conjunto brazo y soportes.	67
2.8.4. Análisis de la columna.....	69
2.9. CÁLCULO DE TORNILLOS.	71
2.9.1. Cálculo del cierre de la unión entre el soporte y el brazo.....	73
2.9.2. Cálculo de las uniones en el soporte de los asientos.....	73
2.9.2.1. Pasadores	74
2.9.2.2. Tornillos.	74
2.9.3. Cálculo de las uniones en el soporte del brazo.	75
2.9.4. Unión del soporte del brazo con la columna.....	76
2.9.5. Unión entre columna y base.....	78
2.10. ELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	79
2.10.1. Unión entre el soporte del asiento y el brazo.	79
2.10.1.1. Rodamiento en zona cilíndrica.	80
2.10.1.2. Rodamiento en zona plana.....	84
2.10.2. Unión entre el brazo y el soporte del brazo.....	85
2.10.3. Unión entre el brazo y el actuador hidráulico.	88
2.10.4. Unión entre el actuador hidráulico y la base.	90
2.10.5. Unión entre la base y el chasis del remolque.	92
2.10.6. Resumen.....	95
2.11. ELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.	95
2.12. CÁLCULO DE ENGRANAJES.....	99
2.12.1. Cálculo de la relación de transmisión.	99
2.12.1.1. Opciones valoradas.....	99
2.12.1.2. Cálculo.....	100
2.12.2. Cálculo por Lewis.	101
2.12.2.1. Engranaje “MOTOR”.....	101



2.12.2.2.	Engranaje “A”	102
2.12.2.3.	Engranaje “B”	102
2.12.2.4.	Engranaje “BASE”	102
2.12.2.5.	Resumen.	103
2.12.3.	Cálculo de las tensiones con la norma ANSI/AGMA 2001-D04.	103
2.12.3.1.	Engranaje “MOTOR”	104
2.12.3.2.	Engranaje “A”	106
2.12.3.3.	Engranaje “B”	107
2.12.3.4.	Engranaje “BASE”	108
2.12.3.5.	Resumen.	109
2.13.	ELECCIÓN DEL ACTUADOR HIDRÁULICO.	109
2.14.	CÁLCULO DE ESTABILIDAD.	111
2.15.	CONCLUSIONES.....	114



2.1. INTRODUCCIÓN

En este documento se va a detallar el proceso de cálculo seguido durante el proceso de diseño de la máquina.

En primer lugar se definirán los objetivos que se proponen para el cálculo. Después se detallará el proceso seguido indicando para cada paso cuales son los resultados obtenidos de manera que ayude a comprender el proceso de diseño elegido. Por último se detallarán los cálculos realizados indicando las condiciones de partida y los resultados obtenidos de manera que se pueda definir la geometría de la pieza o en su lugar, se pueda elegir el accionamiento en estudio. Por último se seleccionarán los accionamientos que dotarán de movimiento a las diferentes partes de la atracción.

A lo largo de todo el documento se seguirán las pautas marcadas por la norma “UNE-EN13814:2006 Maquinaria para parques y ferias de atracciones. Seguridad”.

En cuanto a los cálculos se refiere, se hará uso de programas informáticos tales como Matlab y su módulo Simulink, Catia en lo referente a diseño estructural y mallado y Marc Mentat para los cálculos estáticos y dinámicos.

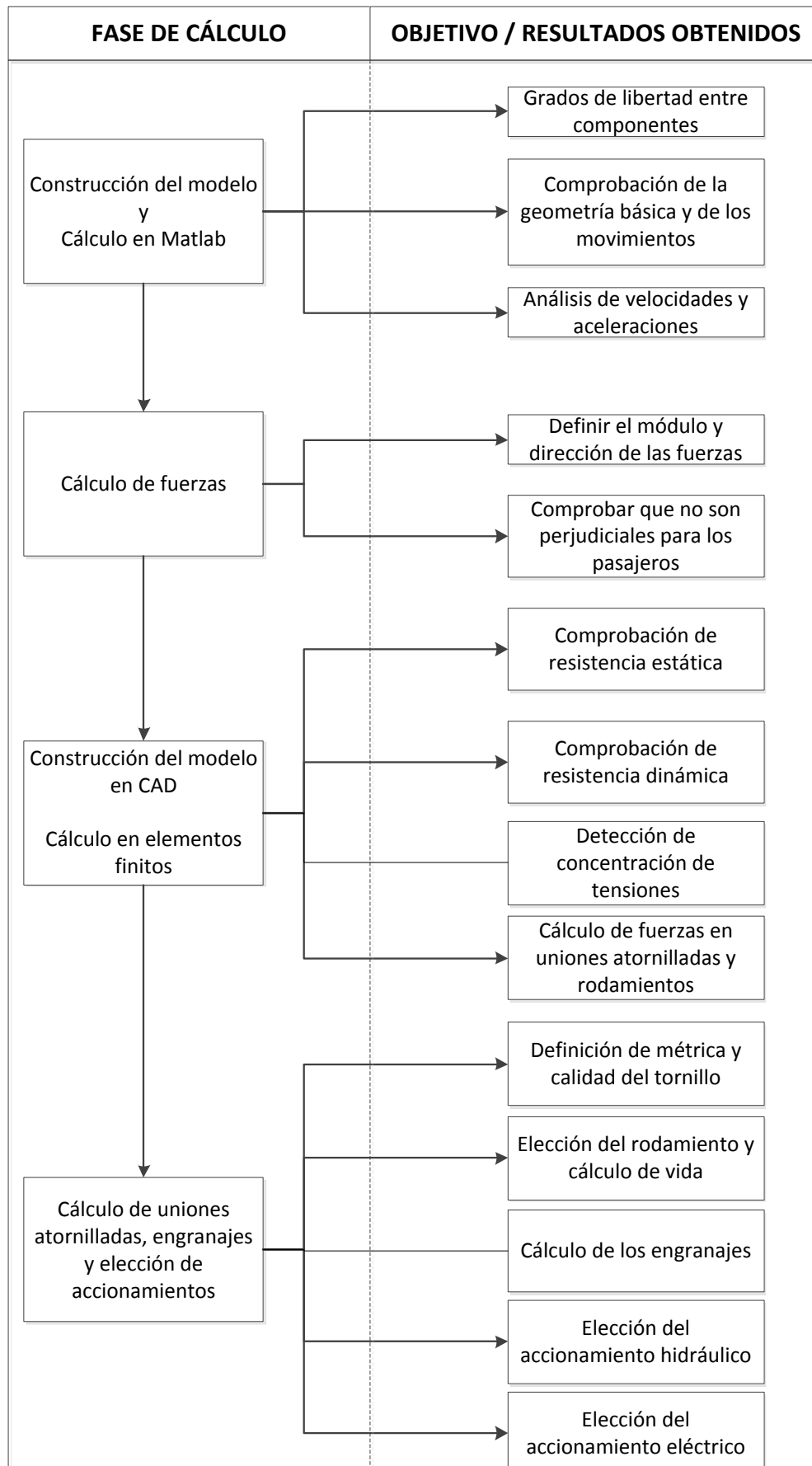
2.2. OBJETIVOS

El objetivo de este documento es poder definir una geometría que cumpla a la vez con los objetivos impuestos en el punto de partida y con las fuerzas producidas durante el funcionamiento de la máquina. Además, el conjunto debe ser viable en términos económicos sin perder de vista que las piezas deben poder ser fabricadas.

El diseño englobará aspectos como el estudio dinámico la resistencia estructural, y la resistencia dinámica. Evidentemente todos estos aspectos deberán cumplir con la normativa “UNE-EN13814:2006 Maquinaria para parques y ferias de atracciones. Seguridad” y otras normas complementarias detalladas en el apartado de normativa en el documento de memoria.

2.3. PROCESO DE CÁLCULO

En este apartado se va a describir con más detalle el proceso de cálculo seguido dentro del proceso de diseño. Con esto se pretende mostrar la utilidad de cada paso y facilitar la comprensión del proyecto.



2.4. DATOS DE PARTIDA.

Para llevar a cabo la simulación, se introduce un par de rotación al cuerpo central y una señal al actuador hidráulico que se traducirá en movimiento. El tiempo de simulación adoptado es de 50 segundos. El resto de parámetros como centros de gravedad, masas y momentos se obtienen del programa de CAD tal y como se ha indicado anteriormente.

Inicialmente se introduce un par elevado para producir el movimiento inicial de la máquina. Posteriormente el par se va reduciendo para evitar acelerar más el conjunto y así tratar de mantener una velocidad relativamente constante durante el periodo de trabajo de la máquina. La señal sería la siguiente.

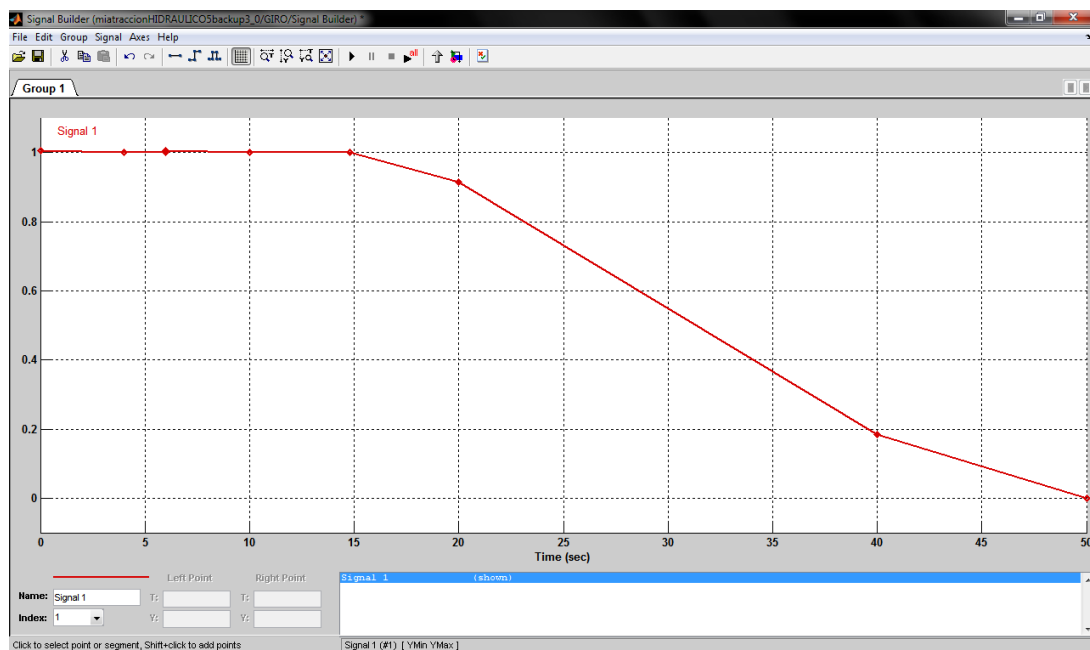


Ilustración 1. Par introducido.

En la siguiente ilustración se muestra la señal introducida en el actuador hidráulico.

Esta señal ha sido elegida a raíz de las visitas a las ferias realizadas en la etapa inicial del proyecto. Tomando puntos de referencia para el desplazamiento del brazo y teniendo en cuenta la duración de un ciclo de trabajo se elaboró la señal que se muestra a continuación, tratando de asemejarla en la medida de lo posible al movimiento real. Como medida de seguridad, se amplifican los valores máximos de la señal para que las aceleraciones generadas sean superiores a las que se producirían durante su funcionamiento normal. Hay que tener en cuenta que estas aceleraciones serán valores de diseño por lo que conviene estar en todo momento del lado de la seguridad.

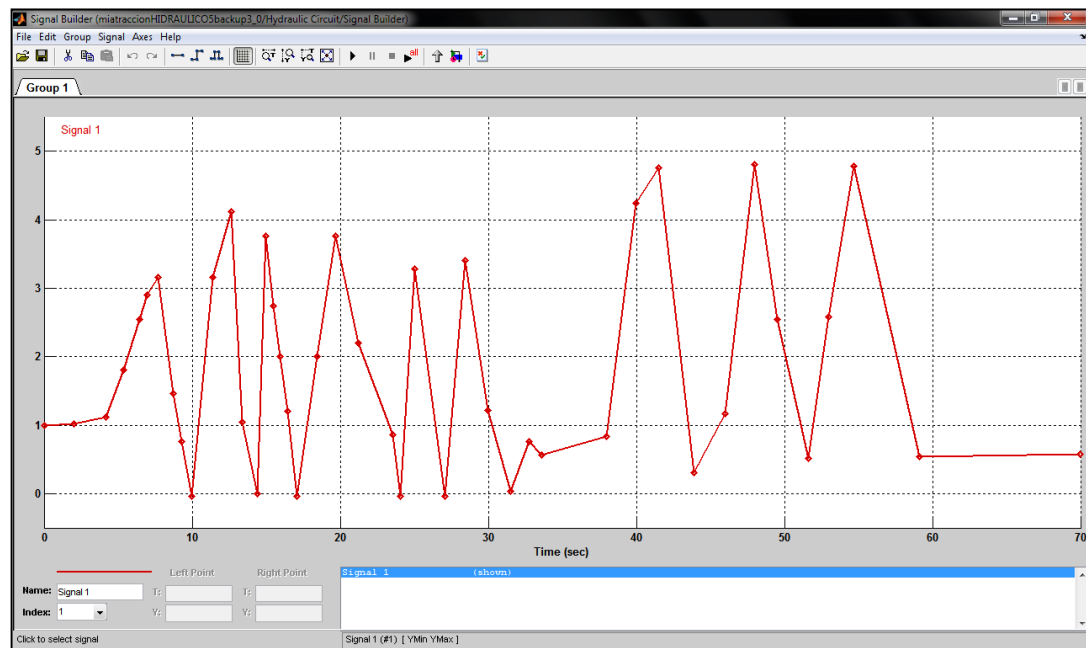


Ilustración 2. Señal de entrada en el actuador.

En cuanto a otras condiciones de partida, se detallan perfectamente en el apartado “1.5 PUNTO DE PARTIDA” del documento “1. MEMORIA”. A grandes rasgos estas condiciones son principalmente dimensionales. La atracción de poder transportarse en el remolque de un camión por lo que la longitud máxima en posición de transporte serán 12 metros, la anchura máxima 2.55 metros y la altura máxima 4 metros teniendo en cuenta la altura de las ruedas. A partir de estas dimensiones se propone como base de diseño fijar la longitud de los brazos en 4.5 metros y el diámetro del cuerpo central en 2 metros. De esta forma se tendría una longitud total de 11 metros dejando 1 metro de margen para posibles reajustes.

En principio la atracción dispondrá de 12 brazos pudiendo bajar el número en caso de que las operaciones de montaje, desmontaje y transporte pudieran verse comprometidas.

2.5. CÁLCULO DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES.

2.5.1. Introducción.

Para el cálculo de las velocidades y aceleraciones que se generan en el ciclo de trabajo de la máquina se van a utilizar los resultados obtenidos de la simulación en Matlab.

Debido a que se trata de un movimiento circular, los datos que resultan más interesantes son los relativos a magnitudes angulares, en este caso, velocidad y aceleración angular. A partir de ellas se puede obtener las aceleraciones en x, y, z en los diferentes puntos. El punto más interesante para este cálculo será el centro de gravedad de la cabina de

pasajeros. A lo largo de este apartado se va a considerar el siguiente sistema de coordenadas.

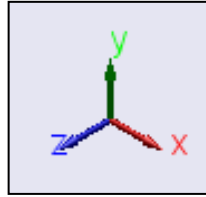


Ilustración 3. Sistema de coordenadas para el apartado 2.5.1.

Esto se debe a que fue el sistema que se adoptó en Matlab para generar el modelo.

Para relacionar las magnitudes angulares y lineales se hace lo siguiente.

2.5.2. Aceleración radial.

Se considera que esta aceleración actúa únicamente en el plano paralelo a la base de la máquina, en este apartado, el plano xz. La aceleración producida por el movimiento vertical del brazo se considera despreciable frente a la producida por la rotación del cuerpo central y de la cabina.

Por lo tanto, la aceleración en el eje x (aceleración radial) se calculará a partir de dos magnitudes angulares. La primera, la velocidad angular de todo el conjunto, ω_1 . La segunda, la velocidad angular de la cabina respecto a su eje de rotación, ω_2 . En ambos casos habrá que aclarar cuál es la distancia del centro de gravedad al respecto eje de rotación. Resumiendo:

$$a_{x1} = \omega_{y1}^2 \cdot 5.1 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (\text{ec. 2.5.1})$$

$$a_{x2} = \omega_{y2}^2 \cdot 0.15 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (\text{ec. 2.5.2})$$

Donde:

ω_{y1} = velocidad angular alrededor del eje central de la máquina

ω_{y2} = velocidad angular alrededor del eje de rotación de la cabina

5.1 = distancia desde el eje central al centro de gravedad de la cabina

0.15 = distancia desde el eje de rotación de la cabina al centro de gravedad de la cabina

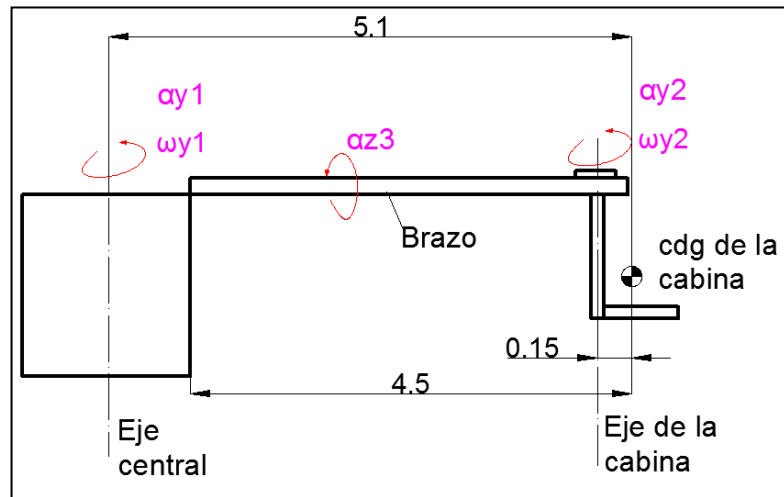


Ilustración 4. Esquema de aceleraciones.

Y la aceleración total será, en el caso más desfavorable en el que cabina y cuerpo central giren en el mismo sentido, la suma de ambas aceleraciones.

2.5.3. Aceleración tangencial horizontal.

Se considera que esta aceleración actúa únicamente en el plano horizontal, es decir el xz. Para obtener la magnitud lineal se necesita conocer la aceleración angular del centro de gravedad de la cabina. Al igual que en el caso anterior, existirán dos aceleraciones angulares, una de ellas respecto del centro de la máquina y la otra respecto del eje de rotación de la cabina. La aceleración total será la suma de ambas.

$$a_{z1} = \alpha_{y1} \cdot 5.1 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (\text{ec. 2.5.3})$$

$$a_{z2} = \alpha_{y2} \cdot 0.15 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (\text{ec. 2.5.4})$$

Donde:

α_{y1} = aceleración angular alrededor del eje central

α_{y2} = aceleración angular alrededor del eje de la cabina

5.1 = distancia desde el eje central al centro de gravedad de la cabina

0.15 = distancia desde el eje de rotación de la cabina al centro de gravedad de la cabina

2.5.4. Aceleración tangencial vertical.

En este caso simplemente existirá una aceleración vertical, es decir, en el plano xy según el sistema de coordenadas adoptado para este apartado. Esta aceleración estará únicamente producida por el movimiento de subida y bajada del brazo. Al igual que en el



caso anterior, la aceleración tangencial se obtiene a partir de la aceleración angular del centro de gravedad de la cabina.

$$a_{y1} = \alpha_{z3} \cdot 4.5 \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (\text{ec. 2.5.5})$$

α_{z3} = aceleración angular alrededor del eje de la cabina

4.5 = distancia desde el eje de rotación del brazo al centro de gravedad de la cabina

2.5.5. Aceleración de Coriolis.

Debido a que se está estudiando un caso con dos movimientos de rotación relacionados entre sí, conviene tener en cuenta esta aceleración, al menos en una primera aproximación.

Para obtener esta aceleración se debe conocer la velocidad angular de todo el conjunto y la velocidad relativa entre el cuerpo central y la cabina. Ésta última se calcula mediante la resta de las velocidades angulares de cada cuerpo en el caso en caso de que giren en sentidos contrarios y la suma en caso de que giren en el mismo sentido. El valor se puede calcular mediante la expresión,

$$a_{coriolis} = 2 \cdot \omega \cdot v_{relativa}$$

El efecto que tiene esta aceleración es el de comprimir o traccionar la cabina de pasajeros. Sin embargo, se ha estimado que el valor máximo no es especialmente significativo para los cálculos. Por lo tanto, se considera que esta aceleración está incluida en el coeficiente de seguridad.

2.5.6. Resultados.

En primer lugar se comprueba que el modelo responde como se espera a las señales de entrada. Para ello se puede obtener la posición del centro de gravedad de la cabina en cada instante de la simulación.

Se comprueba como la cabina sube y baja según lo esperado.

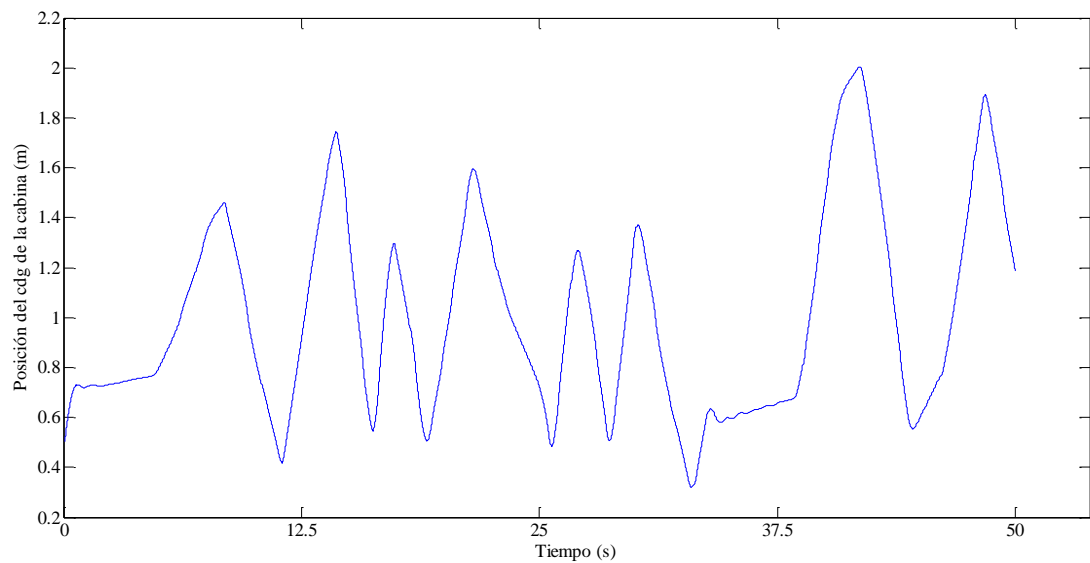


Ilustración 5. Posición vertical de la cabina de pasajeros.

El siguiente paso es analizar las velocidades y aceleraciones resultantes del movimiento.

La aceleración angular de la cabina de pasajeros girando alrededor de su propio eje de rotación tendrá la siguiente forma.

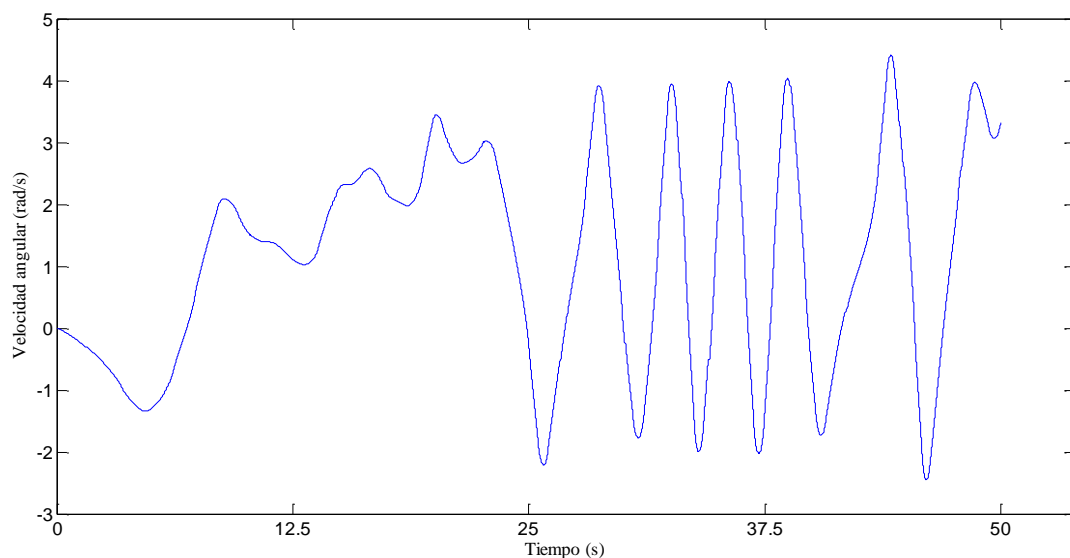


Ilustración 6. Velocidad angular en rad/s

Se puede ver que salen valores relativamente razonables. Inicialmente la velocidad de giro es baja y va creciendo según se va acelerando todo el conjunto. Cuanto más se eleva la cabina y más rápido gira el conjunto mayor velocidad de rotación tendrá la cabina sobre su propio eje.

La velocidad de rotación de la cabina de pasajeros girando alrededor del eje central del conjunto será.

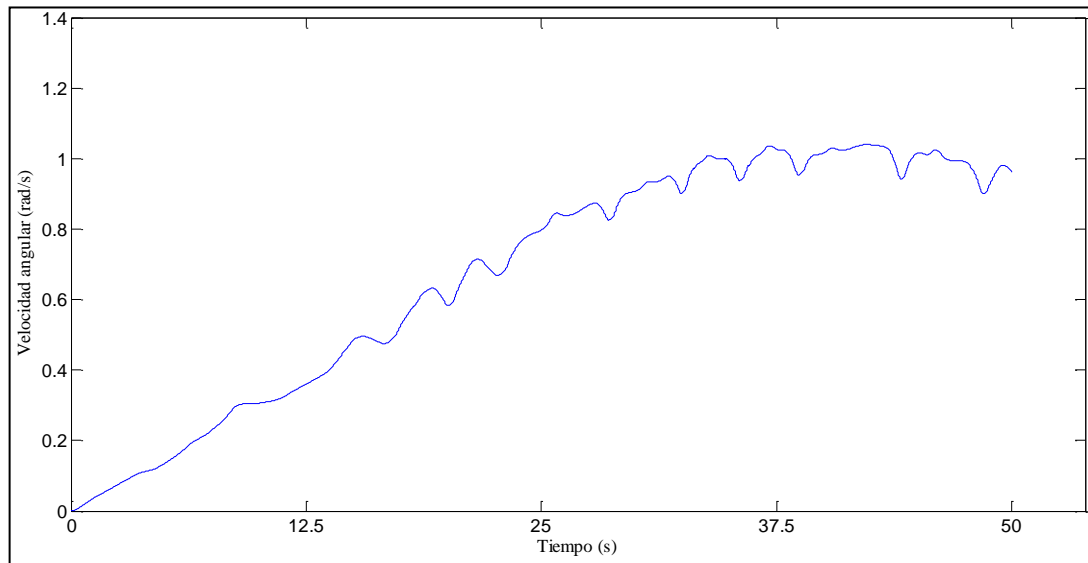


Ilustración 7. Velocidad angular en rad/s

De estas dos gráficas anteriores se pueden obtener los valores necesarios para calcular la aceleración radial. En el caso más desfavorable, el más importante desde el punto de vista del diseño, se tiene que:

$$\omega_{y1} = 1.04 \left(\text{rad/s} \right)$$

$$\omega_{y2} = 4.41 \left(\text{rad/s} \right)$$

Sustituyendo en las ecuaciones 2.4.1 y 2.4.2:

$$a_{x1} = 1^2 \cdot 5.1 = 5.51 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

$$a_{x2} = 4.41^2 \cdot 0.15 = 2.92 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

Que sumadas y multiplicando el resultado por el coeficiente de seguridad impuesto por la norma $\gamma = 1.35$.

$$a_x = a_{x1} + a_{x2} = (2.92 + 5.51) \cdot 1.35 = 11.38 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

Esta aceleración será la utilizada en el diseño para masa de los pasajeros, los asientos y el soporte de los asientos.

Para calcular la aceleración en y se necesita conocer la aceleración angular de la cabina cuando gira alrededor de su propio eje. La evolución de esta última magnitud en relación al tiempo es la siguiente.

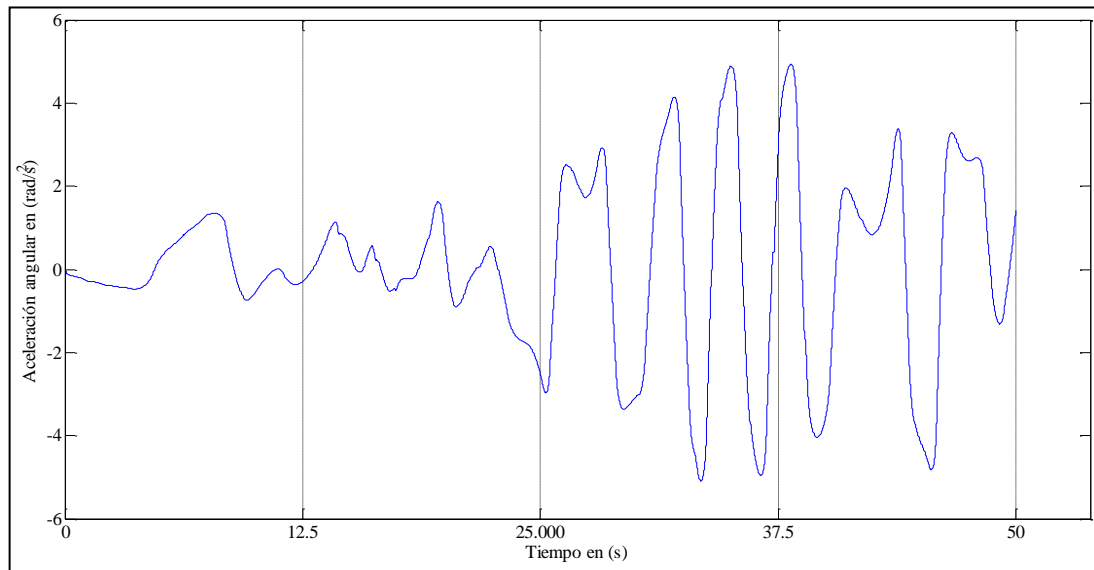


Ilustración 8. Aceleración angular en y.

La cabina está girando también alrededor del eje central de la máquina. La aceleración angular debido a esto será.

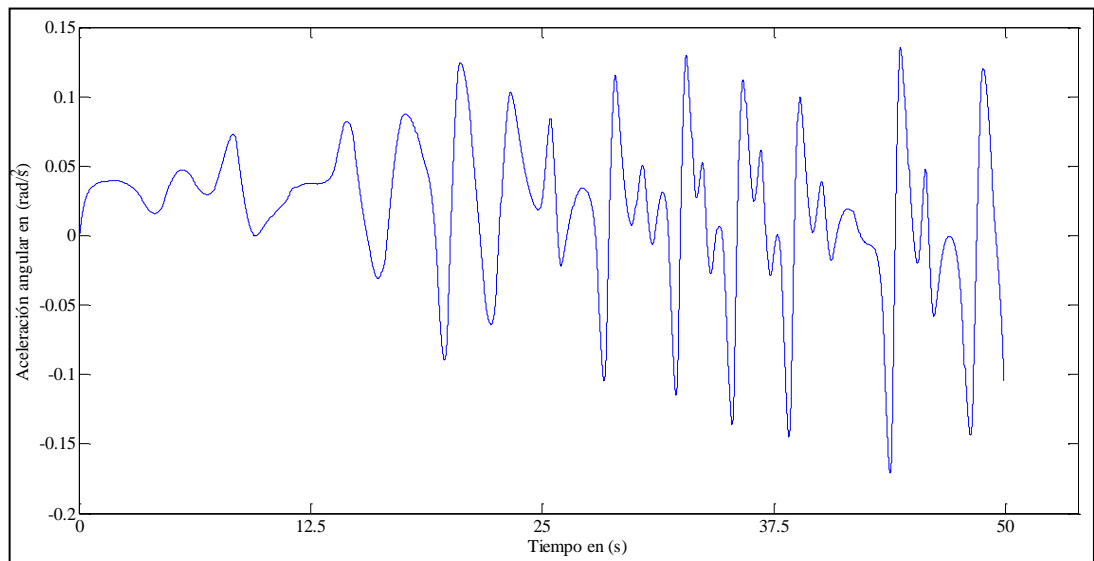


Ilustración 9. Aceleración angular en y.

En el caso más desfavorable, el más importante desde el punto de vista del diseño, se tiene que:

$$\alpha_{y1} = 0.135 \left(\text{rad/s}^2 \right)$$

$$\alpha_{y2} = 4.93 \left(\text{rad/s}^2 \right)$$

Sustituyendo en las ecuaciones 2.4.3 y 2.4.3:

$$a_{y1} = 0.135 \cdot 5.1 = 0.69 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

$$a_{y2} = 4.93 \cdot 0.15 = 0.7395 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

Que sumadas y multiplicando el resultado por el coeficiente de seguridad impuesto por la norma $\gamma = 1.35$.

$$a_y = a_{y1} + a_{y2} = (0.69 + 0.7395) \cdot 1.35 = 1.929 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

Finalmente, la aceleración en z se calculará a partir de la aceleración angular de la cabina alrededor del eje z. La evolución temporal de este parámetro se muestra en la siguiente imagen.

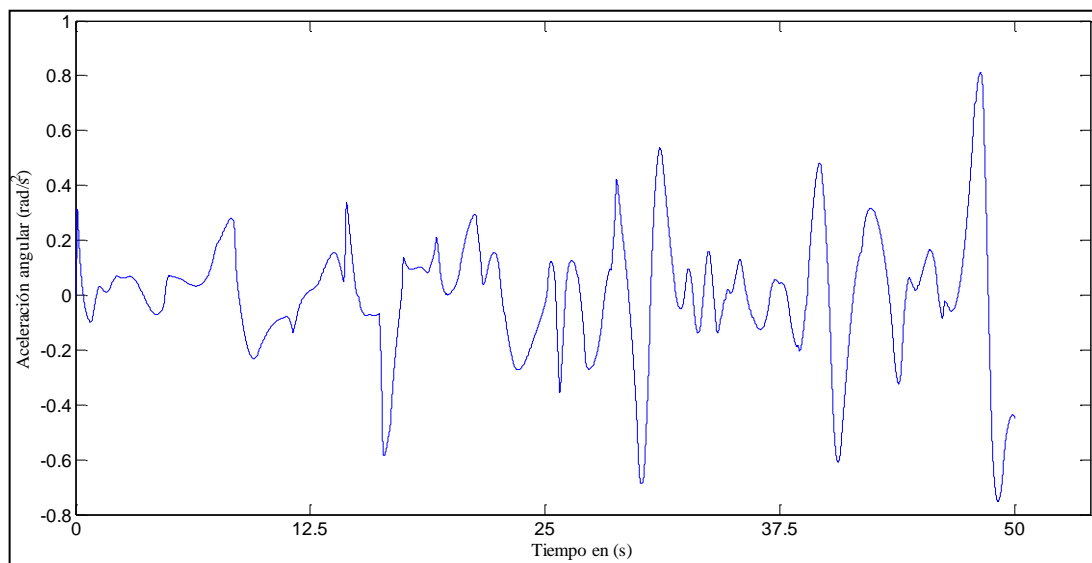


Ilustración 10. Aceleración angular en z.

Por lo tanto, la aceleración en z será:

$$\alpha_z = 0.8122 \left(\text{rad/s}^2 \right)$$

Introduciendo este valor en la ecuación 2.5.5:

$$a_z = 1.35 \cdot 0.8122 \cdot 4.5 = 4.93 \left(\text{m/s}^2 \right)$$

En cuanto a la aceleración de coriolis, al tener un radio de acción muy pequeño y ser la diferencia de velocidades relativas también pequeña se supone despreciable para el resto de los cálculos. Se entiende que desde el punto de vista estructural no va a tener tanta influencia como el resto de aceleraciones.

Resumiendo:

Aceleración radial (a_x)	Aceleración tangencial (a_y)	Aceleración tangencial (a_z)
11.38 m/s ²	1.929 m/s ²	4.93 m/s ²

Para simplificar se tomarán los siguientes valores:

Aceleración radial (a_x)	Aceleración tangencial (a_y)	Aceleración tangencial (a_z)
12 m/s ²	2 m/s ²	5 m/s ²

A continuación se muestran los ejes de coordenadas tomados por la normativa para el análisis de aceleraciones en el cuerpo humano.

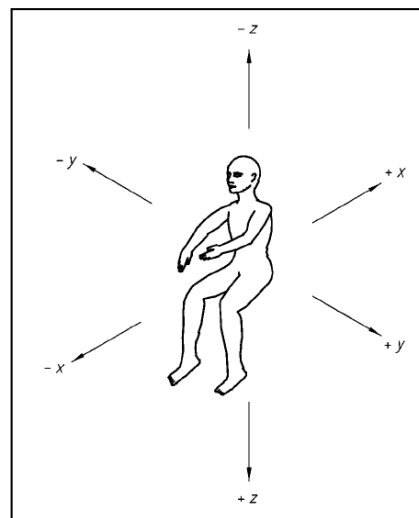


Ilustración 11. Aceleración en el cuerpo humano. Ejes de coordenadas.

En la siguiente imagen se muestran los límites admisibles para la combinación de aceleraciones en “y” y en “z”.

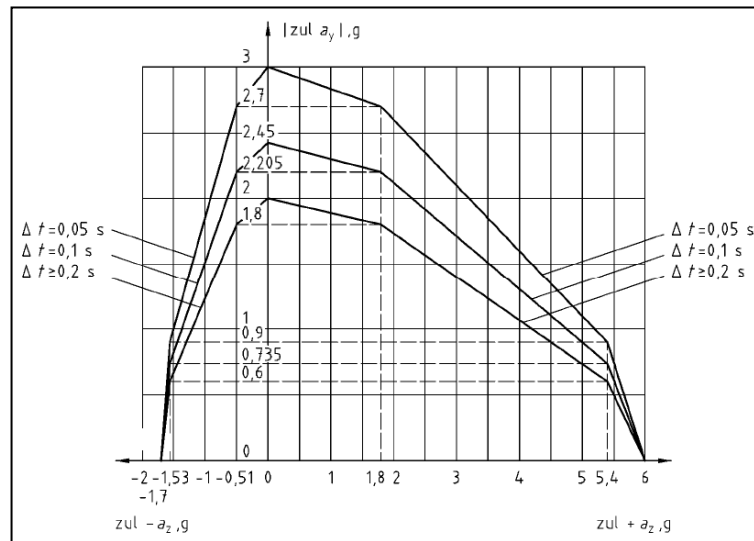


Ilustración 12. Límites admisibles de aceleración.

Los ejes de la gráfica están en g, es decir, habrá que multiplicar cada valor por 9.81 m/s^2 . Comparando los valores de la gráfica con los valores obtenidos se ve como están perfectamente dentro de la región admisible. Incluso si el asiento estuviese girado, la aceleración en el eje “y” de la persona no llegaría a ser 2g.

2.6. CÁLCULO DE FUERZAS.

2.6.1. Datos de partida.

A partir de las aceleraciones calculadas en el apartado anterior se pueden calcular las fuerzas que se introducirán más adelante en el modelo de elementos finitos.

Para ello se va a suponer la posición más desfavorable para el brazo y sus ocupantes.

En la siguiente imagen se puede ver el ángulo que forma el brazo con el plano horizontal para cada instante de tiempo.

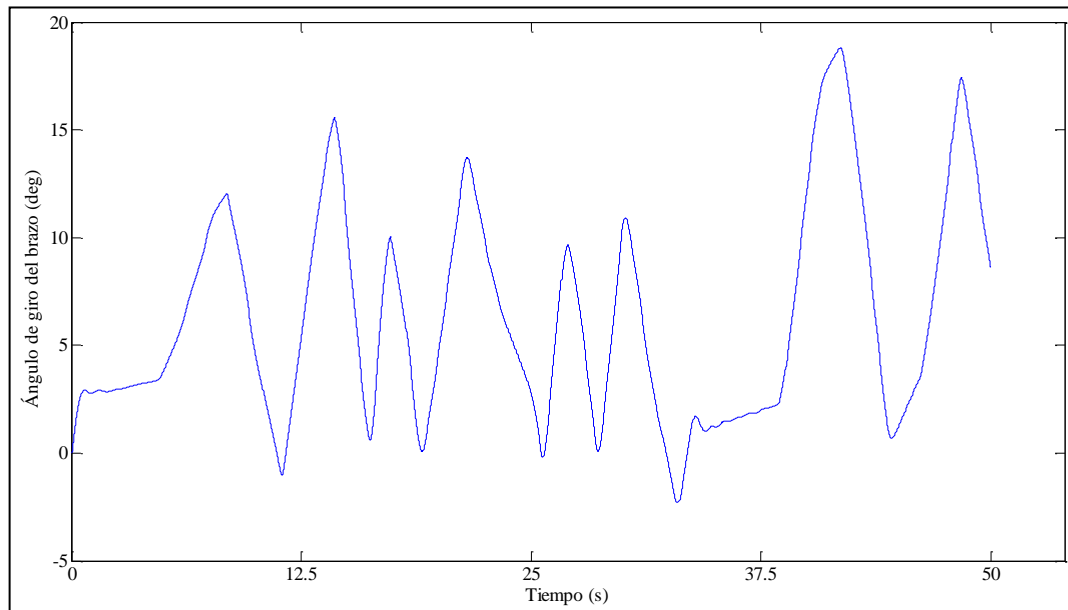


Ilustración 13. Ángulo entre el brazo y el plano horizontal.

El máximo ángulo que alcanza el brazo es casi de 20° . Por tanto se supondrá la posición más desfavorable cuando el brazo esté a 20° y se tengan las aceleraciones calculadas en el apartado anterior. Aunque es posible que esta situación no se llegue a dar en un ciclo de trabajo convencional, resulta interesante calcularlo de esta manera para tratar de estar en todo momento del lado de la seguridad.

2.6.2. Fuerzas producidas en la cabina.

Como suposición para el cálculo se asumirá que las fuerzas se reparten de manera uniforme en todo el asiento y a su vez este las transmite de manera uniforme a las barras a las que está anclado. Se supone también que en el caso más desfavorable los dos pasajeros van sentados en los asientos.

El diagrama de fuerzas será el que se muestra en la siguiente imagen.

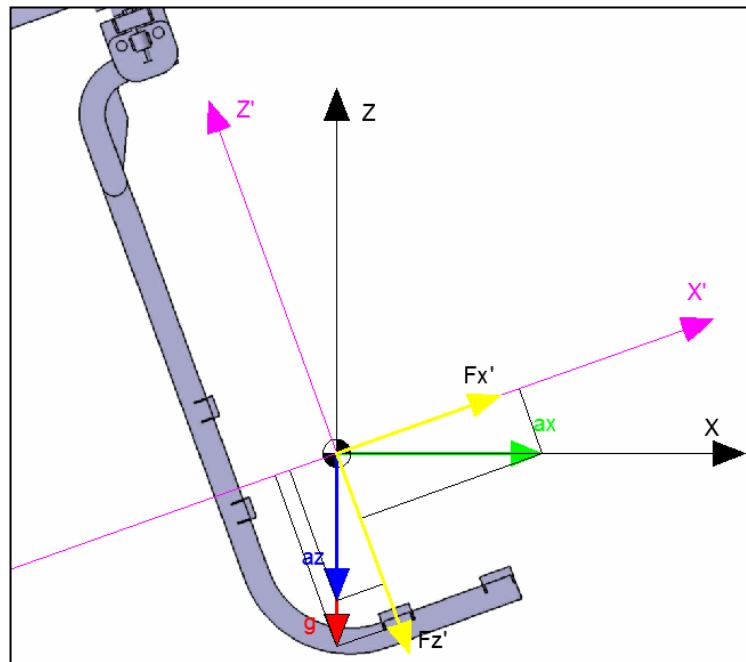


Ilustración 14. Diagrama de fuerzas.

Se tiene por tanto una fuerza resultante en el eje X' y otra en el eje Y' . Se asume que la fuerza $F_{x'}$ actuará únicamente en la parte superior de los asientos (a través de la espalda del pasajero) y la fuerza $F_{z'}$ actuará en la parte inferior de los asientos (a través de las piernas del pasajero).

Para calcular los valores de las fuerzas se procede de la siguiente manera.

$$\text{masa pasajero} = 100 \text{ kg}$$

$$\text{masa asiento} = 30 \text{ kg}$$

$$\text{masa total} = 2 \cdot 100 \cdot 1.35 + 2 \cdot 30 \cdot 1.1 = 336 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} F_{z'} &= m \cdot (-g \cdot \cos(20) - a_x \cdot \sin(20) - a_z \cdot \cos(20)) = & (\text{ec. 2.6.1}) \\ &= 336 \cdot (-9.81 \cdot \cos(20) - 12 \cdot \sin(20) - 5 \cdot \cos(20)) = -6055 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{x'} &= m \cdot (-g \cdot \sin(20) - a_x \cdot \cos(20) + a_z \cdot \sin(20)) = & (\text{ec. 2.6.2}) \\ &= 336 \cdot (-9.81 \cdot \sin(20) - 12 \cdot \cos(20) + 5 \cdot \sin(20)) = 2086.9 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{y'} = m \cdot a_y = 336 \cdot 2 = 672 \text{ N} \quad (\text{ec. 2.6.3})$$

Estas fuerzas están definidas en su propio sistema de coordenadas. De cara a introducir los datos en el programa de cálculo por elementos finitos existen dos opciones. La primera es girar el sistema de coordenadas de los nodos en los que se apliquen estas fuerzas. La segunda opción es descomponer estas fuerzas en el sistema de coordenadas tradicional y que viene por defecto en el programa. Se considera más intuitivo tomar la segunda opción.

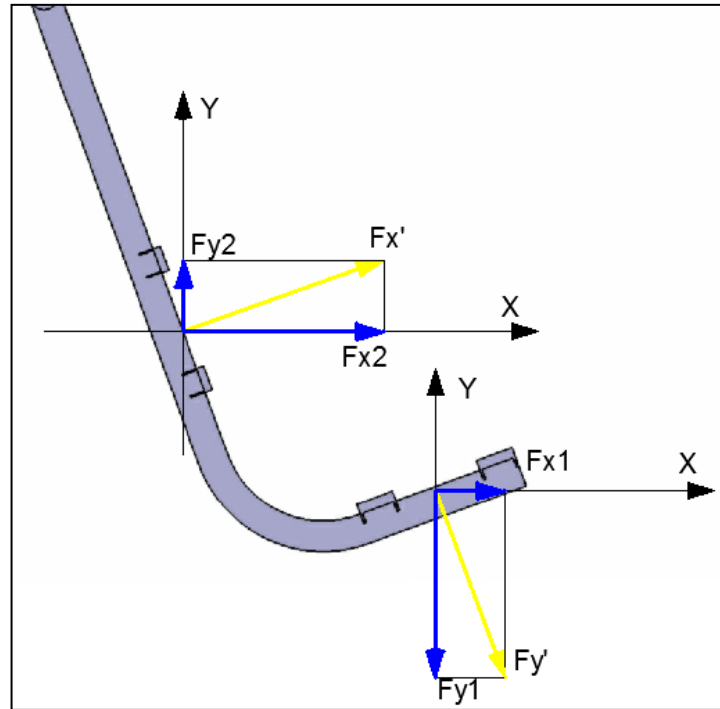


Ilustración 15. Descomposición de fuerzas en el sistema de coordenadas xy.

Para obtener los valores de las diferentes fuerzas se procede de la siguiente manera.

$$F_{x1} = F_{y'} \cdot \sin(20) = 6055 \cdot \sin(20) = 2070.93 \text{ N}$$

$$F_{y1} = F_{y'} \cdot \cos(20) = -6055 \cdot \cos(20) = -5689.84 \text{ N}$$

$$F_{x2} = F_{x'} \cdot \cos(20) = 2086.9 \cdot \cos(20) = 1961 \text{ N}$$

$$F_{y2} = F_{x'} \cdot \sin(20) = 2086.9 \cdot \sin(20) = 713.76 \text{ N}$$

La fuerza en el eje z no sufre variación puesto que su eje tiene la misma dirección en los dos sistemas de coordenadas.

Resumiendo.



Tabla 1. Tabla resumen de las fuerzas resultantes.

	Barras superiores	Barras inferiores	Ambas
$F_x (N)$	1961	2071	
$F_y (N)$	713.75	-5690	
$F_z (N)$			672

Estas son las fuerzas que se introducirán en el programa de cálculo de elementos finitos.

2.6.3. Carga de viento

A estas fuerzas faltaría añadir la fuerza que produciría el viento. El valor más significativo para esta fuerza será el producido en la superficie del brazo. Para calcular el valor de esta carga se hará uso tanto de la norma UNE-EN 13814:2006 y EN 1991-1-4:2005.

Se toman como válidas las suposiciones realizadas en la norma específica UNE-EN 13814:2006.

La carga de viento para una superficie dada se calcula a partir de la siguiente expresión.

$$F_w = q_{eq} \cdot c_f \cdot A_{ref} \quad (\text{ec. 2.6.4})$$

A partir de la siguiente tabla se puede obtener un valor para q_{eq} .

Tabla 2. Presión del viento para atracciones.

Altura de la estructura	Presión $q_{eq} = q_{ref} \times ce(z_e) \times c_d \text{ (kN/m}^2\text{)}$ para la velocidad de referencia del viento	
	$v_{ref} \leq 15 \text{ m/s (en servicio)}$	$v_{ref,0} \leq 28 \text{ m/s (fuera de servicio)}$
$0 \leq 8 \text{ m}$	0,20	0,35
$8 \leq 20 \text{ m}$	0,30	0,50
$20 \leq 35 \text{ m}$	0,35	0,90
$35 \leq 50 \text{ m}$	0,40	1,00

En servicio, para una velocidad de referencia menor de 15 m/s y una altura menor de 8 metros, se tiene una $q_{eq} = 0.20 \text{ (kN/m}^2\text{)}$.

Para calcular c_f se recurre a la expresión dada por la norma UNE-EN 1991-1-4:2005.

$$c_f = c_{f,0} \cdot \psi_r \cdot \psi_\lambda \quad (\text{ec. 2.6.5})$$

En la siguiente imagen se muestra la explicación de cada coeficiente así como la gráfica que permite determinar $c_{f,0}$ en función de la sección.

$c_{f,0}$ es el coeficiente de fuerza para secciones rectangulares con esquinas vivas y sin considerar el flujo libre de cola de la sección, indicado en la figura 7.23.

ψ_f es el factor de reducción para secciones rectangulares con esquinas redondeadas ψ_f que depende del número de Reynolds, véase la nota 1.

ψ_h es el factor del efecto cola para elementos con flujo libre de cola, como se define en el apartado 7.13.

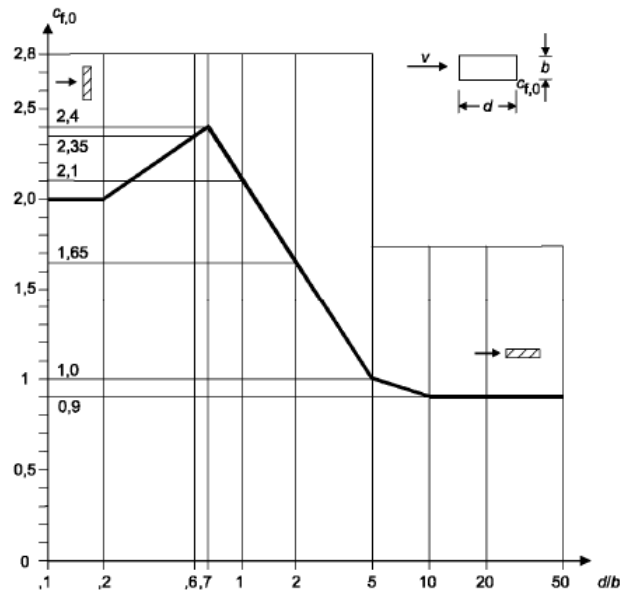


Ilustración 16. UNE-EN 1991-1-4:2005. Coeficientes para cálculo de carga de viento.

Para calcular esta carga se va a tomar como sección la del brazo definitivo puesto que no aporta nada especial al PFC el cálculo de esta carga para las diferentes iteraciones de la pieza.

Por lo tanto, la sección será la siguiente.

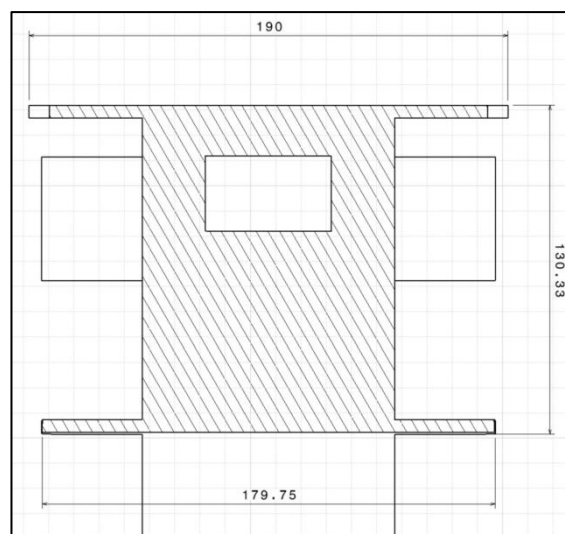


Ilustración 17. Sección del brazo.

Para calcular el coeficiente se tiene que $d = 190 \text{ mm}$ y $b = 130 \text{ mm}$ y su cociente $d/b = 1.46$. De la gráfica anterior se tiene que $c_{f,0} = 1.9$.

El coeficiente ψ_r viene dado por la siguiente gráfica.

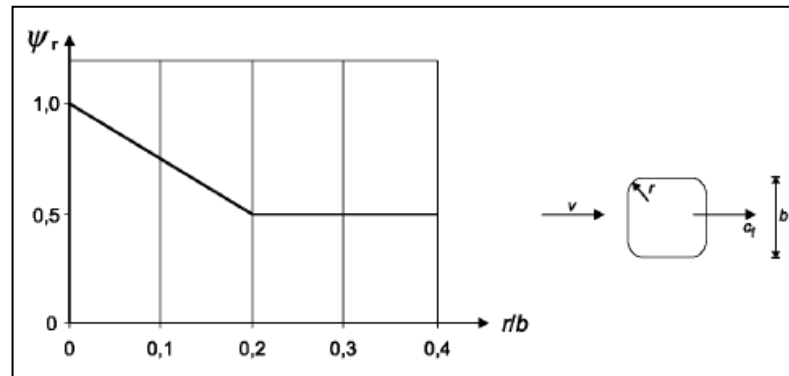
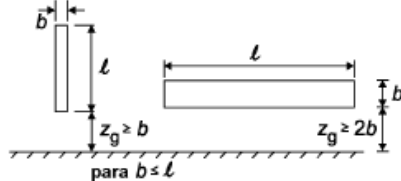
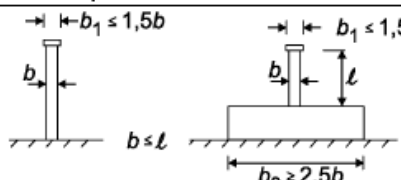
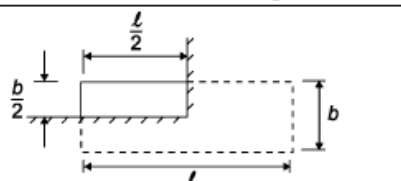
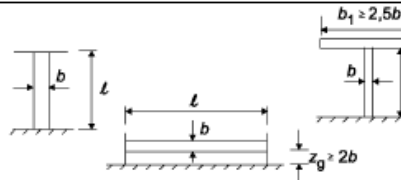


Ilustración 18. Factor de reducción para secciones con esquinas redondeadas.

En este caso, no se tiene ninguna esquina redondeada por lo que este factor tendrá el valor de 1.

Para determinar el factor de cola, se utiliza la siguiente tabla.

Tabla 3. Valores recomendados de la esbeltez para distintos tipos de estructuras.

No.	Posición de la estructura Dirección del viento normal al plano de la hoja	Esbeltez efectiva λ
1		<p>En secciones poligonales, rectangulares, con bordes vivos y estructuras de celosía:</p> <p>si $\ell \geq 50 \text{ m}$, el menor valor de $\lambda = 1,4 \ell/b$ o $\lambda = 70$</p> <p>si $\ell < 15 \text{ m}$, el menor valor de $\lambda = 2 \ell/b$ o $\lambda = 70$</p>
2		<p>En cilindros circulares:</p> <p>si $\ell \geq 50$, el menor valor de $\lambda = 0,7 \ell/b$ o $\lambda = 70$,</p> <p>si $\ell < 15 \text{ m}$, el menor valor de $\lambda = \ell/b$ o $\lambda = 70$,</p>
3		<p>Para valores intermedios de ℓ, se debería utilizar la interpolación lineal</p>
4		<p>si $\ell \geq 50 \text{ m}$, el mayor valor de $\lambda = 0,7 \ell/b$ o $\lambda = 70$,</p> <p>si $\ell < 15 \text{ m}$, el mayor valor de $\lambda = \ell/b$ o $\lambda = 70$</p> <p>Para valores intermedios de ℓ, se debería utilizar la interpolación lineal</p>

La pieza entra en el caso número 1 donde $b = 0.130 \text{ m}$ y $l = 4.5 \text{ m}$. Al ser una longitud menor de 15 metros, la esbeltez λ se calcula como $\lambda = 2 \cdot l/b$ y su valor será 69.23. A efectos de entrar en la tabla se tomará el valor límite de 70.

Antes de entrar en la siguiente gráfica para calcular el valor de ψ_λ se necesita saber el valor de la relación de solidez, la cual viene definida por la siguiente expresión.

$$\varphi = \frac{A}{A_c} \quad (\text{ec. 2.6.6})$$

Como aclaración de este parámetro se tiene la siguiente imagen.

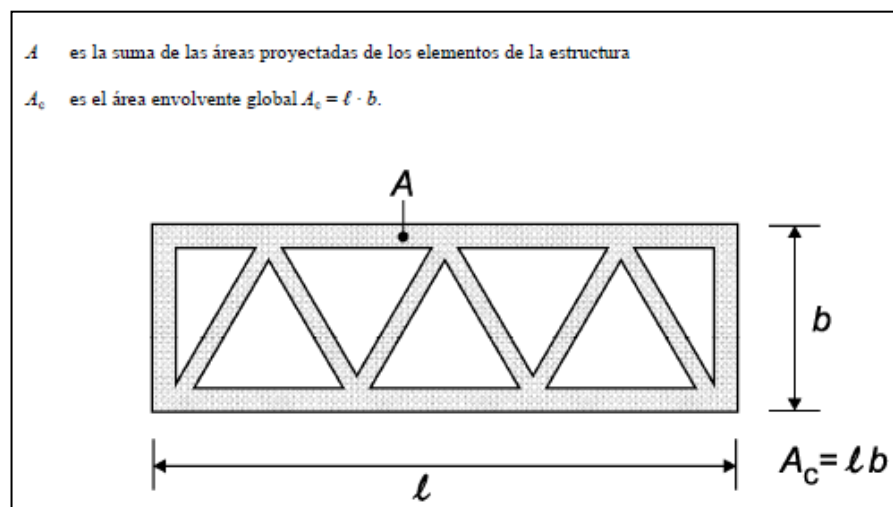


Ilustración 19. Definición de la relación de solidez.

Para este caso la solidez sería 1 puesto que la sección perpendicular a la dirección del viento es maciza.

Por lo tanto, en la siguiente gráfica se determina el valor de ψ_λ .

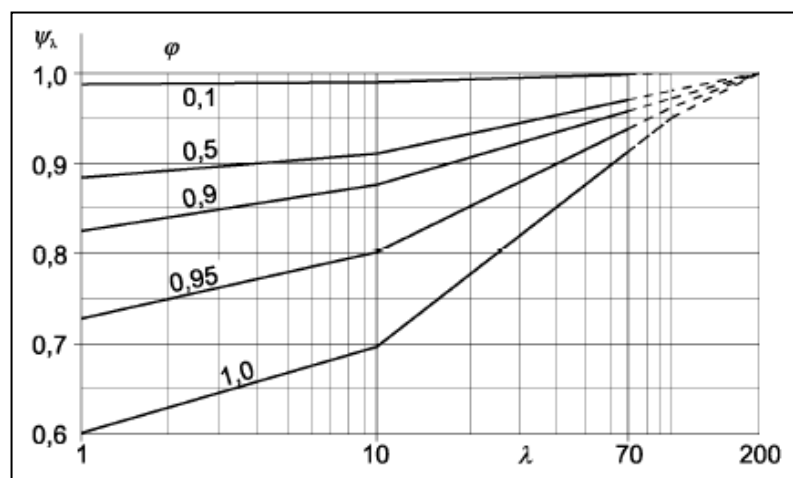


Ilustración 20. Valores para el factor de cola en función de la esbeltez y la solidez.

Entrando en la tabla con los valores calculados anteriormente se tiene que $\psi_\lambda = 0.91$.

Volviendo a las ecuaciones iniciales 2.6.5. y 2.6.4. se tiene:

$$c_f = c_{f,0} \cdot \psi_r \cdot \psi_\lambda = 1.9 \cdot 0.91 = 1.73$$

$$F_{w1} = q_{eq} \cdot c_f \cdot A_{ref} = 0.2 \cdot 1.73 \cdot 4.5 \cdot 0.130 = 0.20241 \text{ kN} = 202.41 \text{ N}$$

En el caso de no funcionamiento, el valor de q_{eq} es 0.35 y se tendría una fuerza de:

$$F_{w1} = q_{eq} \cdot c_f \cdot A_{ref} = 0.35 \cdot 1.73 \cdot 4.5 \cdot 0.130 = 0.35421 \text{ kN} = 354.21 \text{ N}$$

Estos dos valores de fuerza se aplican sobre el área más alta y alargada. En la siguiente imagen se muestran las dos zonas de aplicación.

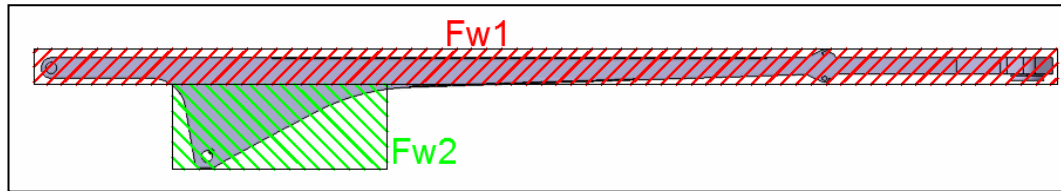


Ilustración 21. Zonas de aplicación de F_{w1} y F_{w2}

Quedaría calcular ahora F_{w2} . Como área de aplicación se tomará toda el área rallada en verde.

En este caso se tiene que $d = 190 \text{ mm}$ y que $b = 360 \text{ mm}$ luego la relación $d/b = 0.5277$ y se tiene un $c_{f,0} = 2.35$.

Para calcular el factor de reducción ψ_r se tiene que el área de la envolvente global es $A_c = 0.3456 \text{ m}^2$ y el área real, calculada a partir de Catia, es $A = 0.207 \text{ m}^2$. Por lo tanto, la solidez $\varphi = A/A_c = 0.5989$. La longitud será $l = 0.960 \text{ m}$ y $b = 0.360 \text{ m}$ de donde $\lambda = 2 \cdot l/b = 5.33$. Al ser este valor menor que 70, será el utilizado para entrar en la gráfica de ψ_λ . Se tiene entonces que $\psi_\lambda = 0.87$ y sustituyendo en la ecuación 2.6.5. y 2.6.4. se obtiene:

$$c_f = c_{f,0} \cdot \psi_r \cdot \psi_\lambda = 2.35 \cdot 0.87 = 2.0455$$

$$F_{w2} = q_{eq} \cdot c_f \cdot A_{ref} = 0.2 \cdot 2.0455 \cdot 0.207 = 0.08468 \text{ kN} = 84.68 \text{ N}$$

En el caso de no funcionamiento, el valor de q_{eq} es 0.35 y se tendría una fuerza de:

$$F_{w2} = q_{eq} \cdot c_f \cdot A_{ref} = 0.2 \cdot 2.0455 \cdot 0.207 = 0.1482 \text{ kN} = 148.2 \text{ N}$$

En resumen.

	F_{w1} (N)	F_{w2} (N)	F_{wT} (N)
Funcionamiento	202.41	84.68	287.09
No funcionamiento	354.21	148.2	502.41

2.6.4. Cálculo de cargas de viento por CFD.

A modo de comprobación, se ha realizado una simulación de CFD del brazo siendo atravesado por aire a 15 m/s.

En la siguiente imagen se muestra las líneas de fluido a través de la pieza.

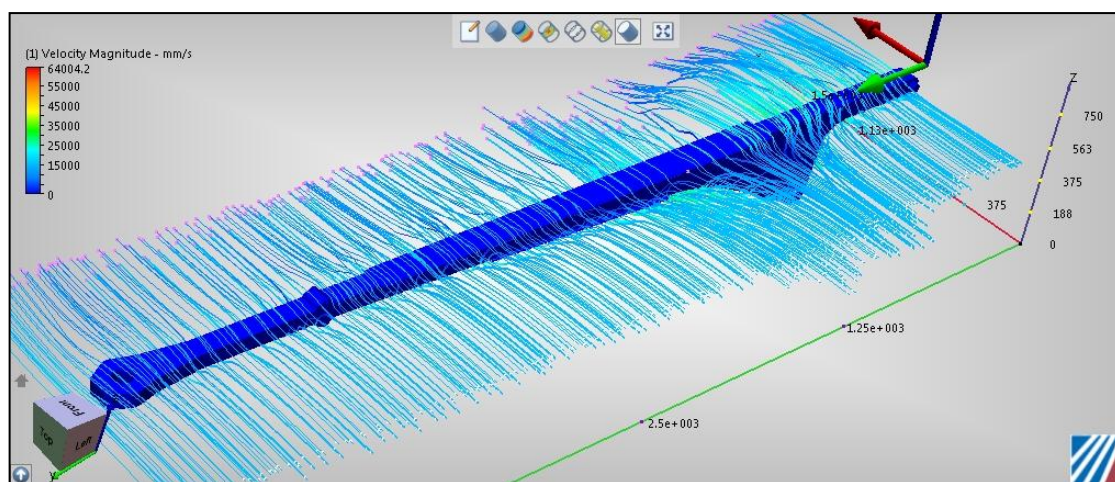


Ilustración 22. Simulación en CFD del brazo de la atracción.

En la siguiente imagen se muestran parte de los resultados obtenidos en la simulación. Se puede ver como la fuerza obtenida es similar, incluso algo inferior. Esto confirma que el cálculo realizado puede considerarse como correcto.

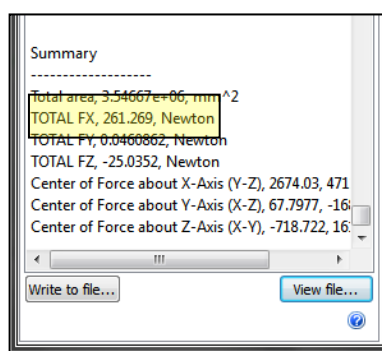


Ilustración 23. Resultados de la simulación en CFD.

La fuerza horizontal es de 261.269 N. Aparece una fuerza vertical de 25 Newton que se considera despreciable frente al resto de fuerzas que actúan sobre el brazo.

Dado que el modelo en CFD funciona de manera correcta, se ha ampliado ligeramente el estudio de las fuerzas de viento. Se ha realizado otra comprobación con el brazo girado

respecto del plano vertical. Se pretende ver si las fuerzas son muy diferentes al caso calculado con la normativa.

El resultado es el siguiente:

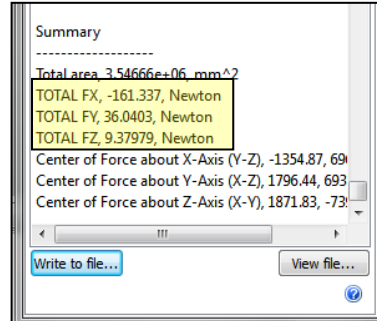


Ilustración 24. Fuerza resultante en el brazo.

La fuerza horizontal resultante es 161.377 N. En este caso aparece una fuerza en el eje y de 36 N que antes no existía. Sin embargo es una fuerza despreciable frente al resto de fuerzas aplicadas al conjunto. La fuerza vertical también es menor.

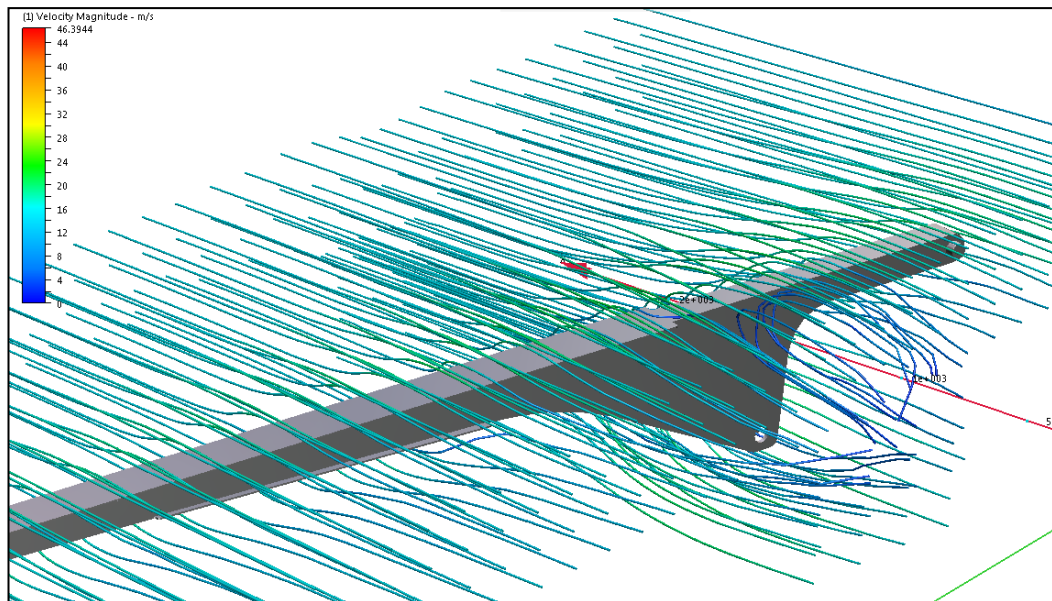


Ilustración 25. Líneas de fluido alrededor del brazo.

A modo de completar todos los casos posibles, también se simula el efecto del viento sobre tres brazos en sus respectivas posiciones de funcionamiento. De esta manera se puede ver la influencia que tienen unos brazos sobre otros a la hora de generar posibles turbulencias que aumenten la fuerza resultante.

En la siguiente imagen se puede ver el resultado de la simulación.

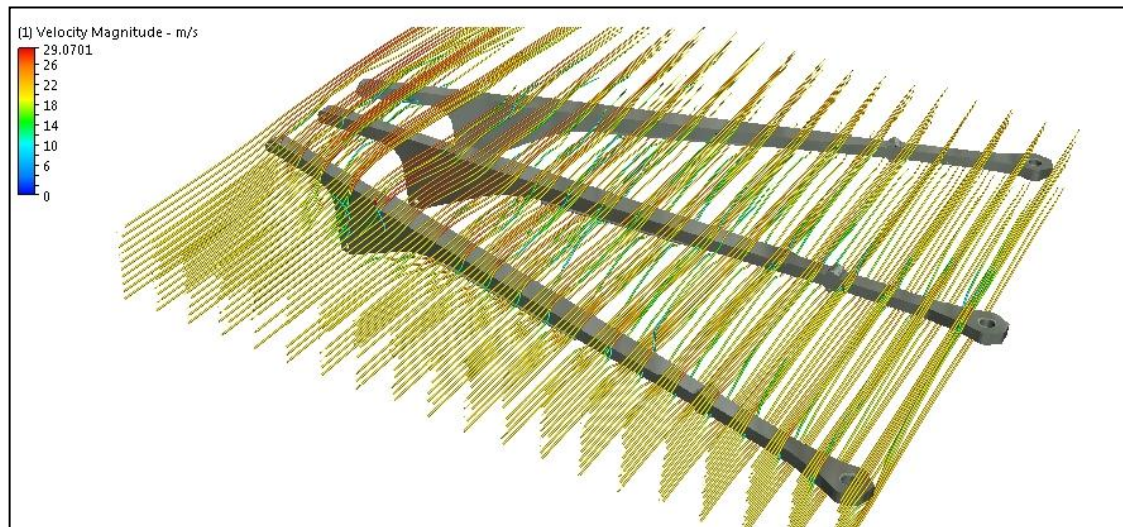


Ilustración 26. Simulación en CFD de tres brazos.

Se comprueba como el flujo de aire alrededor del brazo es relativamente limpio y no se generan turbulencias que afecten de manera negativa a los brazos.

Los valores de fuerza se muestran a continuación.

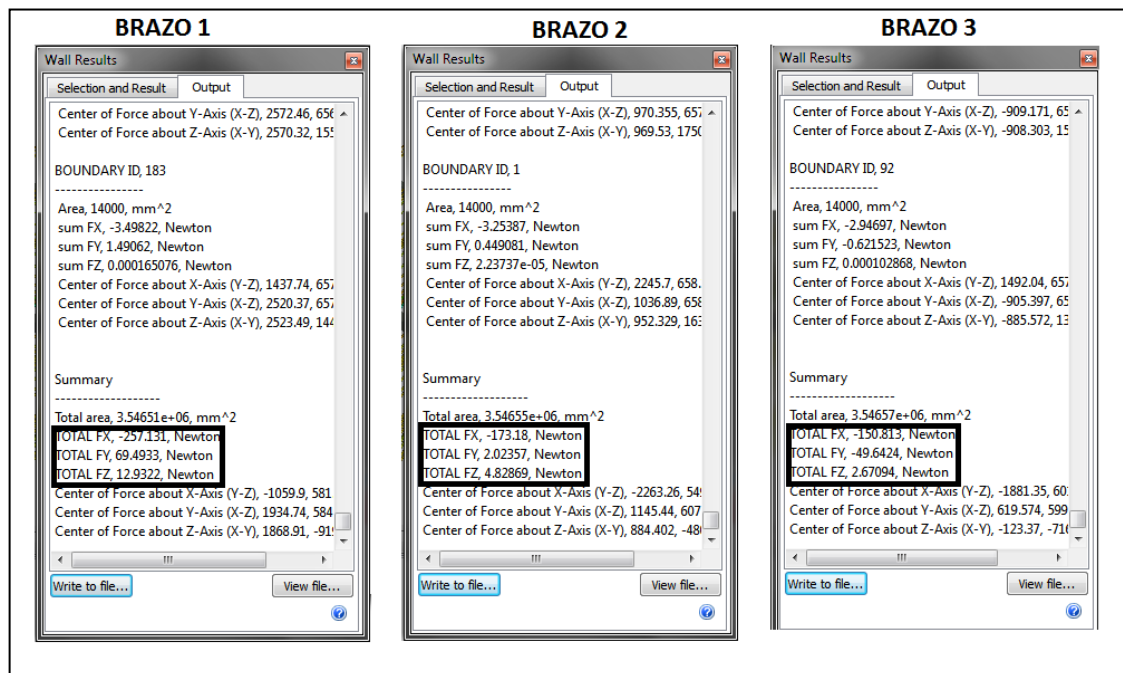


Ilustración 27. Valores de fuerza en los brazos.

Brazo 1 se llama al brazo donde antes incide el aire. Brazo 2 y brazo 3 son los sucesivos brazos situados detrás del primero.

Se puede ver como la fuerza horizontal producida por el aire va disminuyendo conforme va fluyendo alrededor de los brazos. En el brazo en el que antes incide es de 257N en el

siguiente es de 173N y en el siguiente es de 150N. Donde hay algo más de variabilidad es en las fuerzas verticales, sin embargo ninguna de ellas resulta significativa desde el punto de vista estructural.

Las fuerzas del viento en el soporte para los asientos también se pueden calcular a partir del modelo de Catia mediante CFD. Para una velocidad de 15 m/s el resultado es el siguiente.

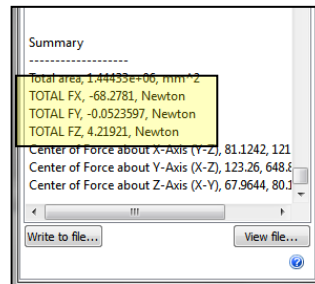


Ilustración 28. Fuerza resultante en el soporte.

La fuerza en la dirección del viento será 68.2781 N, lo cual, sin ser una fuerza elevada, se tendrá en cuenta para el cálculo.

Se muestran también las líneas de flujo.

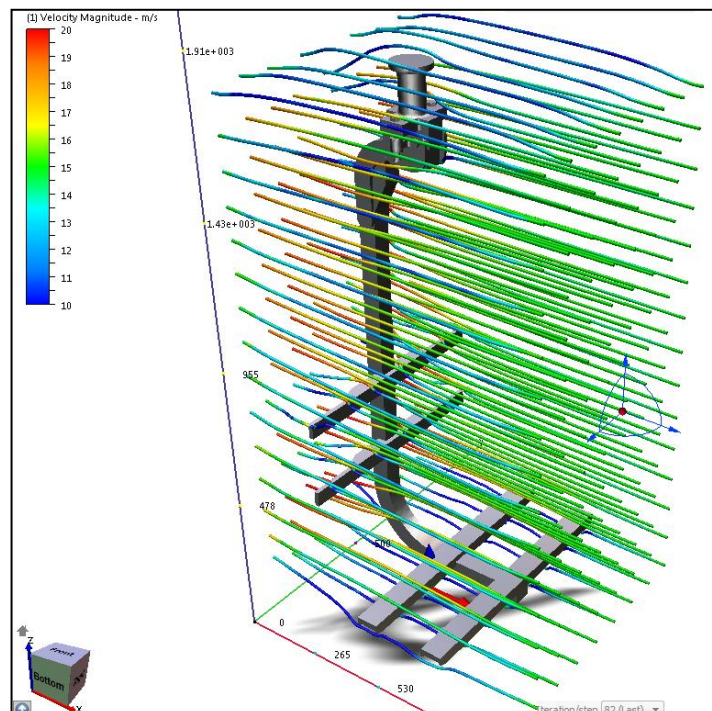


Ilustración 29. Líneas de fluido alrededor del soporte.

2.7. CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS

En este apartado se van a explicar los cálculos realizados mediante la herramienta de elementos finitos con la ayuda del programa Marc Mentat. De esta manera se justificarían las dimensiones y formas de los diferentes elementos que componen la máquina.

2.7.1. Cálculo del brazo

En primer lugar se va a calcular el componente que más problemas puede causar a la hora de ser calculado. Como se describe en la memoria, para iniciar este cálculo se realiza un predimensionado mediante un cálculo básico.

2.7.1.1. Predimensionado.

A partir de la geometría propuesta al inicio del PFC se puede deducir que el esquema del brazo de manera simplificada sería como se muestra en la siguiente imagen.

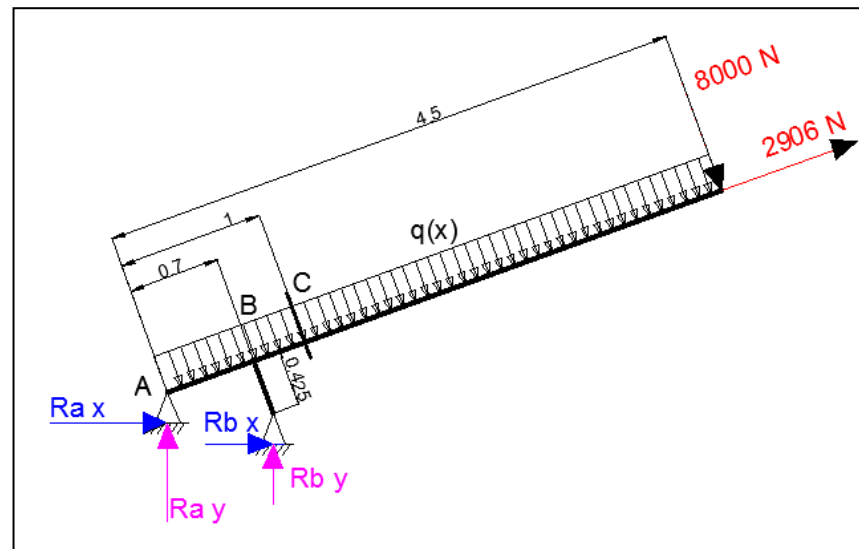


Ilustración 30. Esquema simplificado del brazo.

La carga $q(x)$ representa la masa del brazo. Se calcula como $q(x) = \rho \cdot A \cdot x \cdot g$ donde ρ es la densidad del acero ($\rho = 7870 \text{ kg/m}^3$), A el área de la sección transversal, g la gravedad y x la longitud tomada.

En las fuerzas aplicadas en este caso se debe sumar a las fuerzas calculadas anteriormente la masa del soporte de los asientos sometida a las aceleraciones calculadas anteriormente. Es decir:

$$F_z = 1.1 \cdot 120 \cdot (-9.81 \cdot \cos(20) - 12 \cdot \sin(20) - 5 \cdot \cos(20)) = -2378.8 \text{ N}$$

$$F_x = 1.1 \cdot 120 \cdot (-9.81 \cdot \sin(20) + 12 \cdot \cos(20) - 5 \cdot \sin(20)) = 819.851 \text{ N}$$

En total quedan las fuerzas mostradas en la ilustración anterior.

Se sabe también que existe una relación geométrica entre Rb_x y Rb_y que vendrá dada por la posición del actuador hidráulico.

$$Rb_x = \frac{Rb_y}{\tan(67)} = 0.424 Rb_y$$

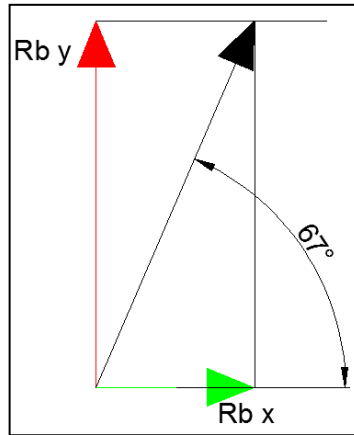


Ilustración 31. Relación entre las componentes de Rb

Como cálculo inicial se considera que el brazo está formado por una sección de 60 mm de ancho por 140 mm de alto. Su área y momento de inercia serán,

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{60 \cdot 140^3}{12} = 13.72 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$A = b \cdot h = 60 \cdot 140 = 8400 \text{ mm}^2 = 8.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

La masa se obtiene del modelo de Catia ya que el área no es constante a lo largo de toda la longitud. Para la primera aproximación se tiene que $m = 400 \text{ kg}$ y el centro de gravedad está a 2 metros del punto A.

Las reacciones en los apoyos se calculan a partir de las ecuaciones de equilibrio estático.

$$Ra_y + Rb_y = 400 \cdot 9.8 + 8000 \cdot \cos(20) - 2906.85 \cdot \sin(20)$$

$$Ra_x + Rb_x = -2906.85 \cdot \cos(20) - 8000 \cdot \sin(20)$$

La distancia de la reacción en b en la dirección y con el origen será aproximadamente:

$$d \approx \sqrt{0.7^2 + 0.425^2} \approx 0.82$$

La distancia en x es aproximadamente 0.

$$Rb_y \cdot 0.82 = 8000 \cdot 4.5 + 400 \cdot 9.8 \cdot 2 \cdot \cos(20)$$

Añadiendo la ecuación que relaciona las componentes de R_b se tiene un sistema de 4 ecuaciones con 4 incógnitas. Resolviendo el sistema:

$$Rb_y = 52886.81 \text{ N}$$

$$Rb_x = 22424 \text{ N}$$

$$Ra_y = -42443.47 \text{ N}$$

$$Ra_x = -27891.7 \text{ N}$$

También se puede calcular el diagrama de momentos flectores. Para el tramo a partir del punto B sí que se puede calcular el peso a partir del área ya que esta es constante.

$$M_b = F_y \cdot x + \rho \cdot A \cdot g \cdot x \cdot \frac{x}{2} \cdot \cos(20)$$

$$\begin{aligned} M_c(x = 3.5) &= 8000 \cdot 3.5 + 7870 \cdot 8.4 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot 3.5 \cdot \frac{3.5}{2} \cdot \cos(20) \\ &= 31728.82 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_b(x = 3.8) &= 8000 \cdot 3.8 + 7870 \cdot 8.4 \cdot 10^{-3} \cdot 9.8 \cdot 3.8 \cdot \frac{3.8}{2} \cdot \cos(20) \\ &= 34795.44 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$M_a = F \cdot x + m \cdot g \cdot x \cdot \frac{x}{2} - Rb_y \cdot 0.82$$

$$M_a(x = 4.5) = 8000 \cdot 4.5 + 400 \cdot 9.8 \cdot 2 \cdot \cos(20) - 42443.47 \cdot 0.82 = 8563.54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

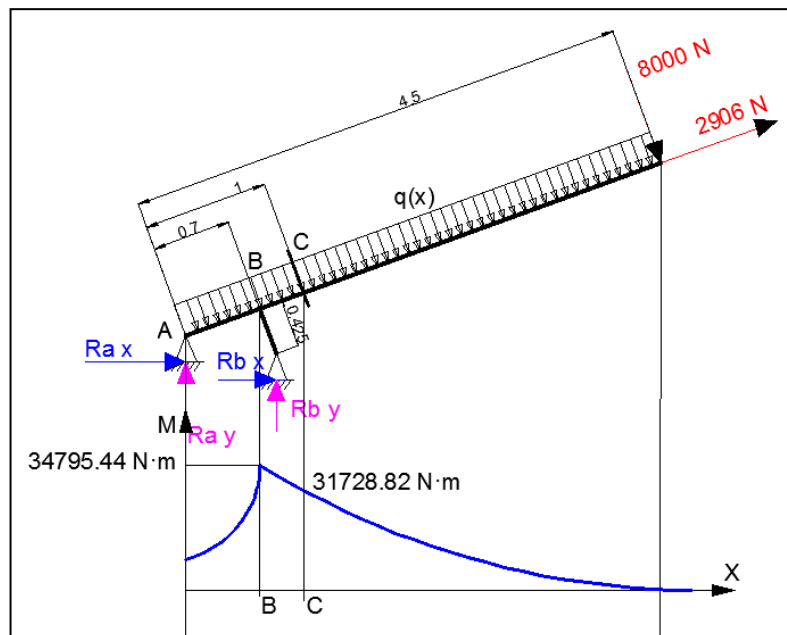


Ilustración 32. Diagrama de momentos.

El punto más desfavorable desde el punto de vista estructural es el punto C ya que, aunque el momento es algo menor que en el punto B, la sección es mucho menor y por lo tanto el momento de inercia también es menor. Se puede calcular la tensión en ese punto.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I} = \frac{31728.82 \cdot 1000 \cdot 70}{13.72 \cdot 10^6} = 161.88 \text{ MPa}$$

La tensión máxima es inferior a lo que puede soportar el material (sin tener en cuenta el coeficiente de minoración de resistencia impuesto por la normativa. Sin embargo, se considera muy elevada desde el punto de vista de la seguridad. Se cree conveniente trabajar con tensiones más bajas, del orden de 75 a 100 MPa.

Para comprobar si todos estos cálculos son acertados se puede recurrir al modelo de elementos finitos.

El modelo sobre el que se calcula ha sido importado de Catia. Todos los cambios que se deban hacer sobre el modelo se realizarán en el modelo CAD y posteriormente se recalculará mediante elementos finitos. Para el mallado se utilizarán elementos sólidos, más concretamente tetraedros generados a partir de un mallado superficial consistente en triángulos. El tamaño de los elementos triangulares rondará los 15 mm siendo más fino en zonas más pequeñas y más grueso en piezas muy grandes para que el coste computacional no sea excesivo. Esto se aplica a todas las piezas calculadas en este proyecto fin de carrera.

Para el caso concreto que se presenta en este apartado se tiene el siguiente modelo con las fuerzas que se muestran en la imagen además de la gravedad.

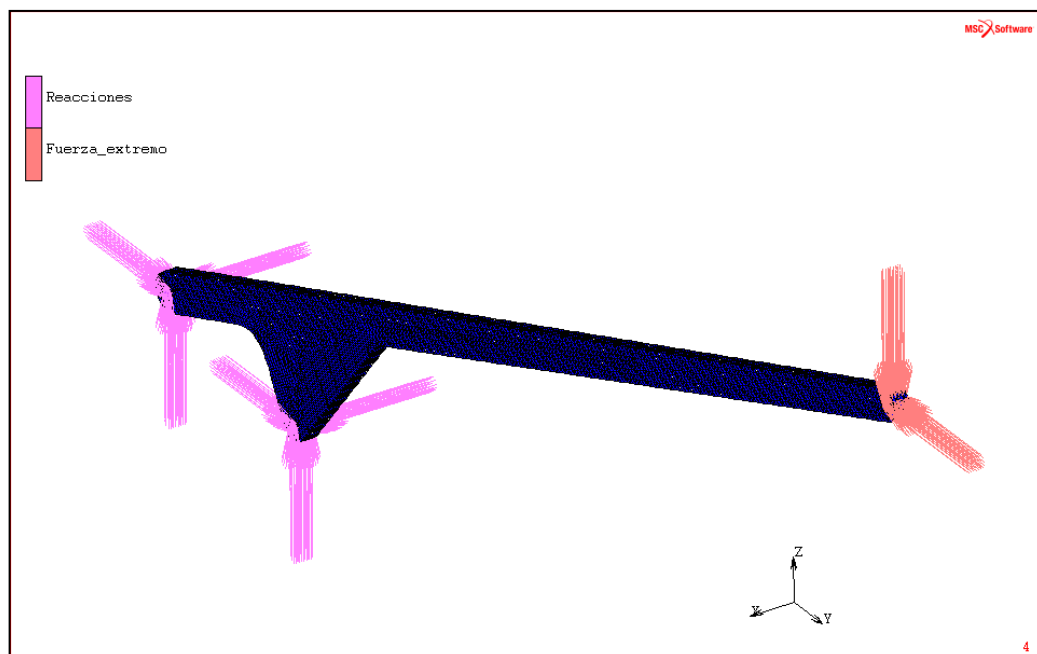


Ilustración 33. Modelo de elementos finitos para el predimensionado

En este caso solo existen tres condiciones de contorno. Una de ellas “Reacciones” impone la condición de desplazamiento 0 en los apoyos. La otra, “Fuerzas_extremo” introduce las fuerzas aplicadas. En la imagen faltaría de representar la gravedad pero no se representa para facilitar la visualización del modelo. El material es acero de densidad 7870 kg/m^3 , módulo de elasticidad de 210 GPa , coeficiente de Poisson 0.3 y resistencia a tracción minorada de 213.66 MPa ($235/1.1 \text{ MPa}$)

Los resultados se muestran a continuación.

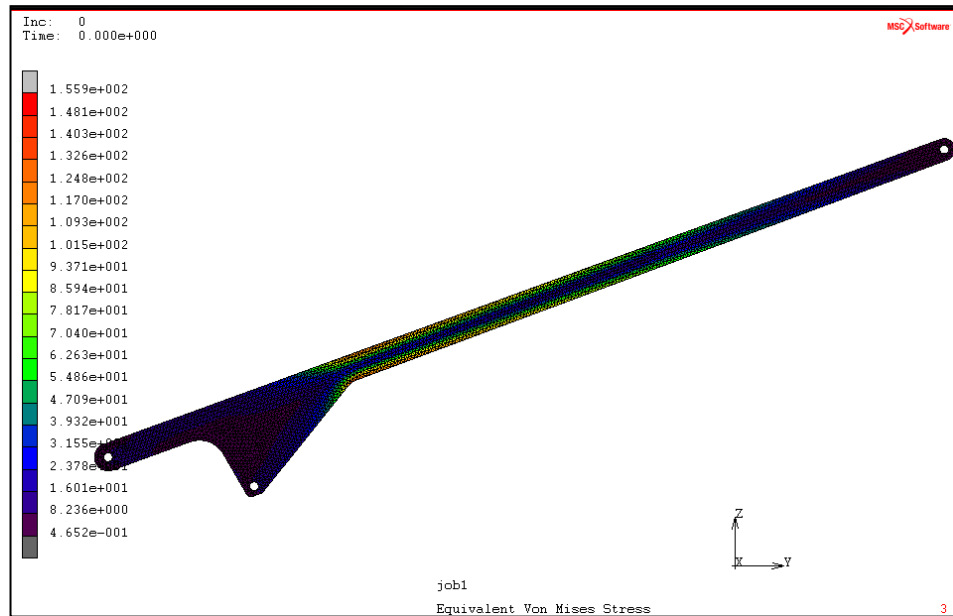


Ilustración 34. Modelo de brazo en elementos finitos.

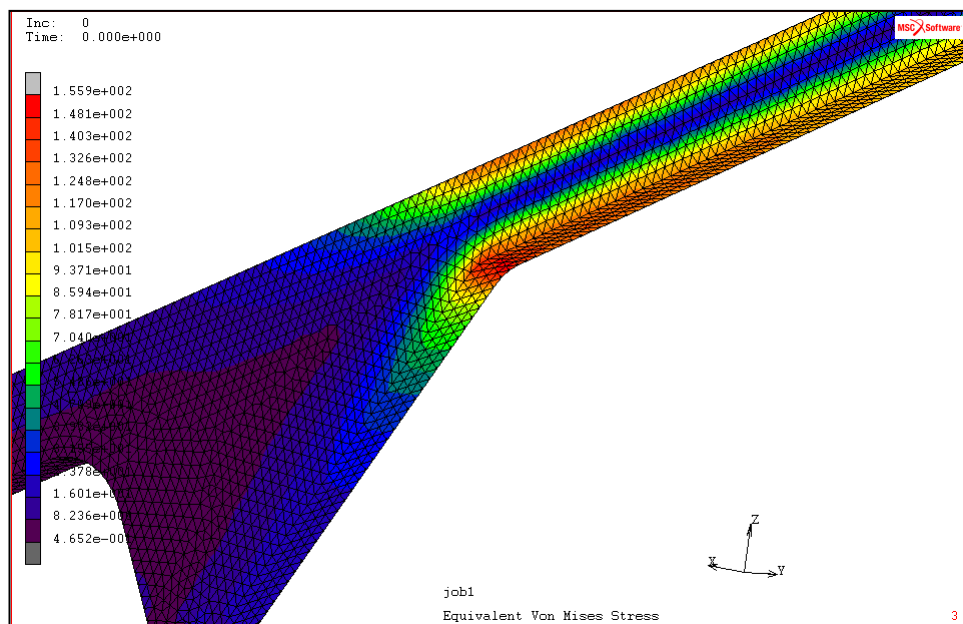


Ilustración 35. Detalle del resultado.

De donde la tensión máxima de Von Mises es 156.4 MPa y se da en el punto donde la sección empieza a aumentar, el punto C en el cálculo anterior.

Se comprueba como el brazo está sometido a unas tensiones parecidas a las calculadas a mano por lo que se confirma el hecho de que este diseño trabaja con unas tensiones algo elevadas. Por tanto, como se describe en la memoria, se rediseña la pieza para que aguante mejor las cargas a las que se ve sometida. Se prestará especial atención a la zona la cual es claramente una zona de concentración de tensiones.

2.7.1.2. Segundo diseño.

En esta iteración del diseño del brazo las fuerzas aplicadas serían las mismas. El criterio seguido se explica en la memoria. El resultado aportado por elementos finitos sería el siguiente.

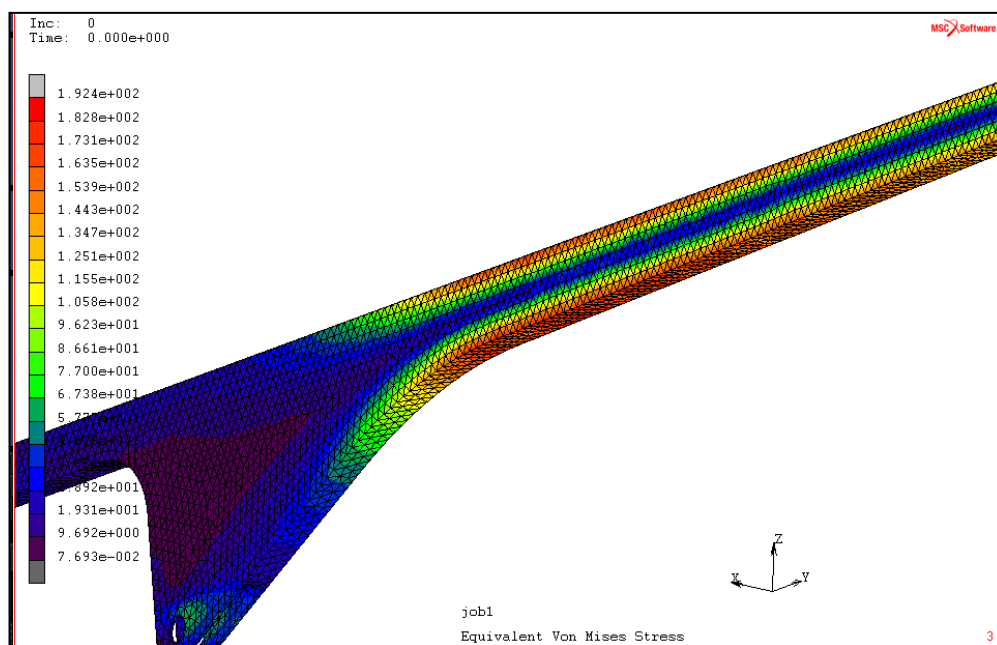


Ilustración 36. Tensiones de Von Mises en el segundo diseño del brazo.

De donde se obtiene que la tensión máxima a la que se ve sometido el brazo es de 194.4 MPa. Se comprueba como el problema anterior de concentración de tensiones a empeorado con este diseño por lo que no resulta nada válido.

Queda claro que el rediseño se debe centrar en aumentar la sección del brazo para obtener un mayor momento de inercia y reducir así las tensiones producidas. De esta forma se podrá reducir el impacto que tiene el cambio de sección en las tensiones producidas en esa zona ya que, por las características de la geometría, no se puede evitar tener una concentración de tensiones en esa zona.

2.7.1.3. Tercer diseño.

Para este cálculo se consideran las mismas condiciones de contorno que en los casos anteriores. Se aumentan las dimensiones exteriores de la sección pero se hace hueca por lo que la mejora, desde el punto de vista de resistencia mecánica, no es la esperada.

Si se comparan las dos secciones se pueden apreciar las diferencias de este diseño con los dos anteriores.

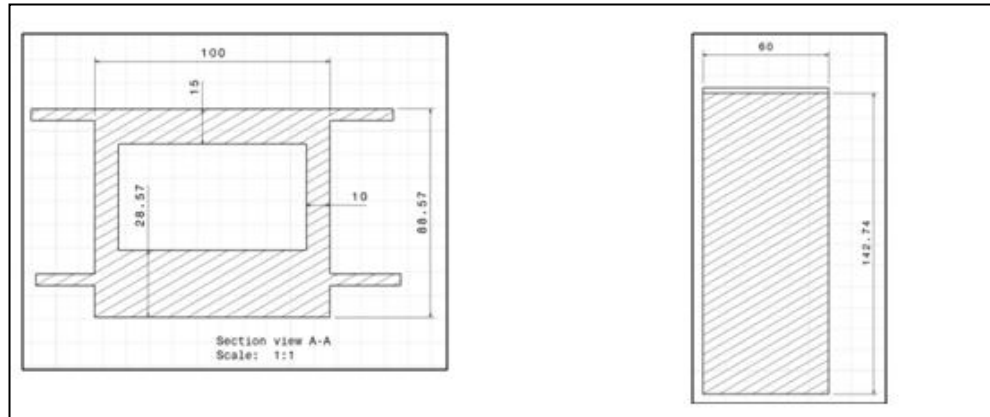


Ilustración 37. A la izquierda, sección para el diseño 3. A la derecha sección del primer diseño.

El modelo para este caso es el siguiente.

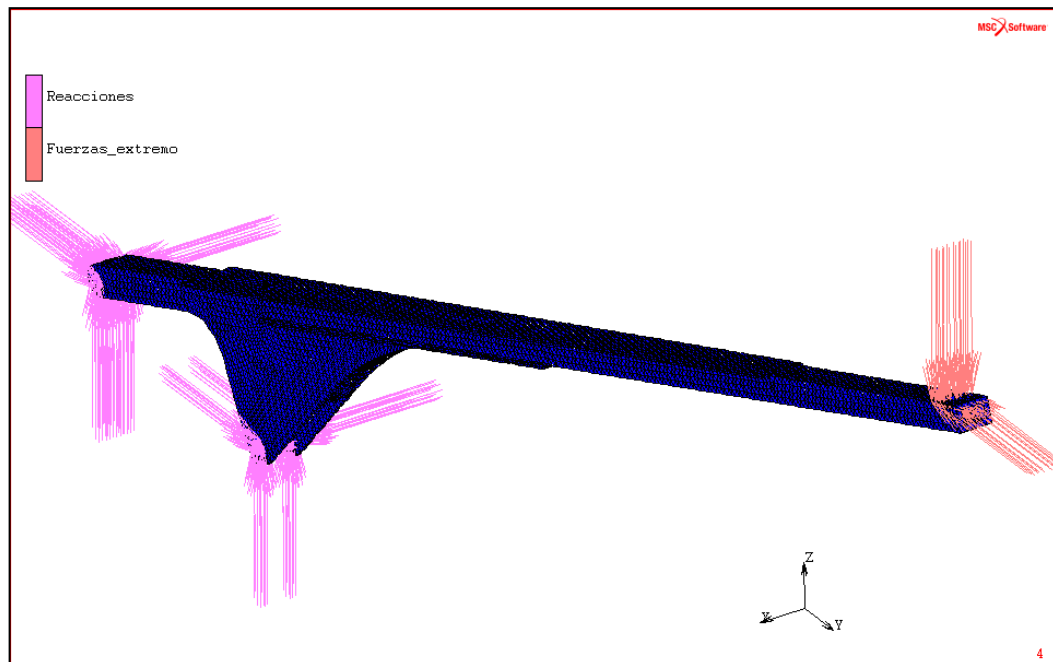


Ilustración 38. Mallado de la pieza y fuerzas aplicadas.

El material es acero de densidad 7870 kg/m^3 , módulo de Young de 210 GPa y coeficiente de Poisson 0.3 .

El resultado de la simulación por elementos finitos es el siguiente.

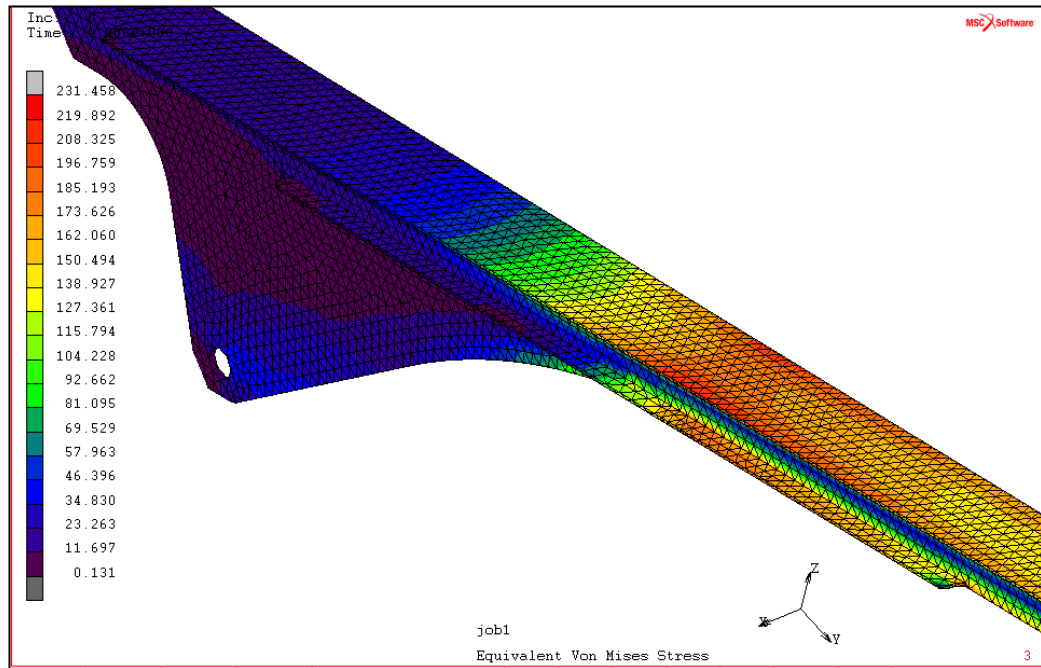


Ilustración 39. Resultado de la simulación del tercer diseño.

La máxima tensión que se alcanza es de 206 MPa, por lo tanto el diseño, lejos de mejorar, empeora. Como se puede ver en la siguiente imagen, el problema sigue estando en la zona de concentración de tensiones detectada en el primer diseño.

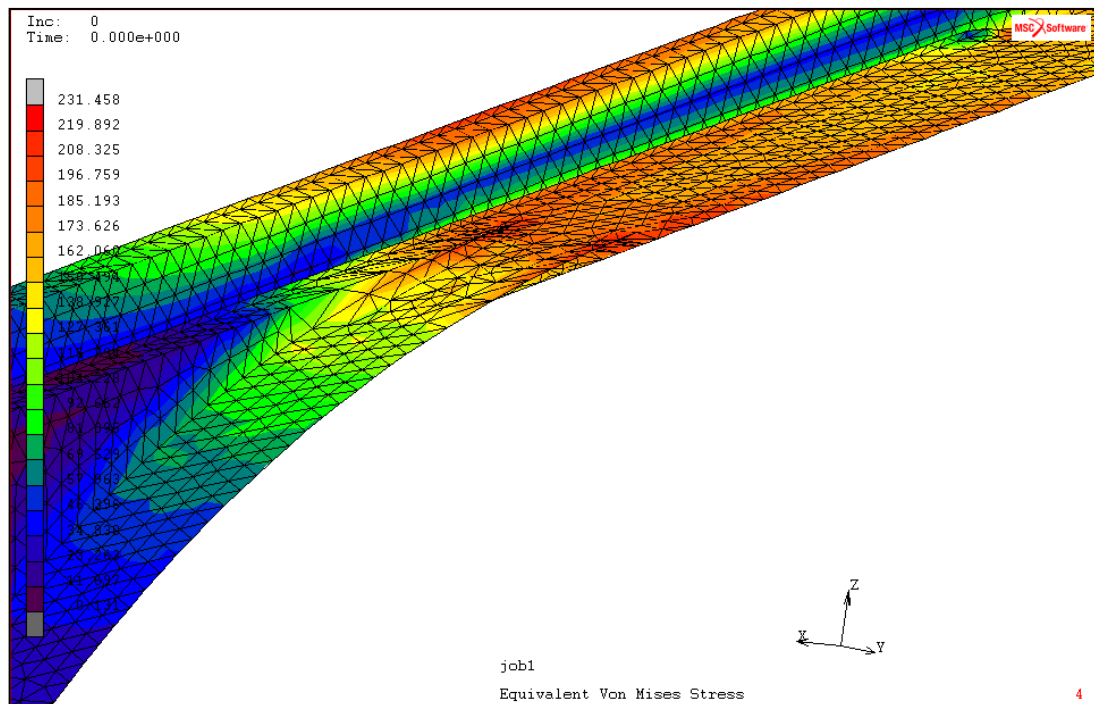


Ilustración 40. Detalle de sección más desfavorable.



Con el objetivo de no de realizar diseños al azar se ha compuesto una tabla con una estimación de cómo varían las tensiones con el espesor del brazo. Los valores que se han obtenido son muy aproximados, pero sí que dan una idea de la tendencia decreciente de la tensión. Hay que tener en cuenta que cuanto mayor espesor se tenga, mayor peso y por tanto mayor momento flector se tiene. También, al aumentar el espesor aumenta el precio de la pieza.

Para la estimación se ha relacionado el espesor con el módulo de inercia, la tensión y el precio. Se considera una sección rectangular de base $b = 100 \text{ mm}$ y de altura $h = 75 \text{ mm}$.

El área será,

$$A = b \cdot h - (b - 2e) \cdot (h - 2e)$$

El módulo resistente será aproximadamente,

$$W_y \approx (bh) \cdot e - \frac{h^2 \cdot e}{3}$$

El momento de inercia,

$$\begin{aligned} M(3.5, e) &= 8000 \cdot 3.5 + A \cdot 7870 \cdot 9.8 \cdot \frac{3.5^2}{2} = \\ &= 8000 \cdot 3.5 + [b \cdot h - (b - 2e) \cdot (h - 2e)] \cdot 7870 \cdot 9.8 \cdot \frac{3.5^2}{2} \end{aligned}$$

La tensión en el material será,

$$\sigma = \frac{M(x)}{W_y}$$

Y el precio simplemente será el volumen (área en función del espesor por la longitud de brazo considerada) por el precio por kilo de acero estimado en 0.8 €/kilo

Relacionando estos parámetros en una gráfica se tiene,

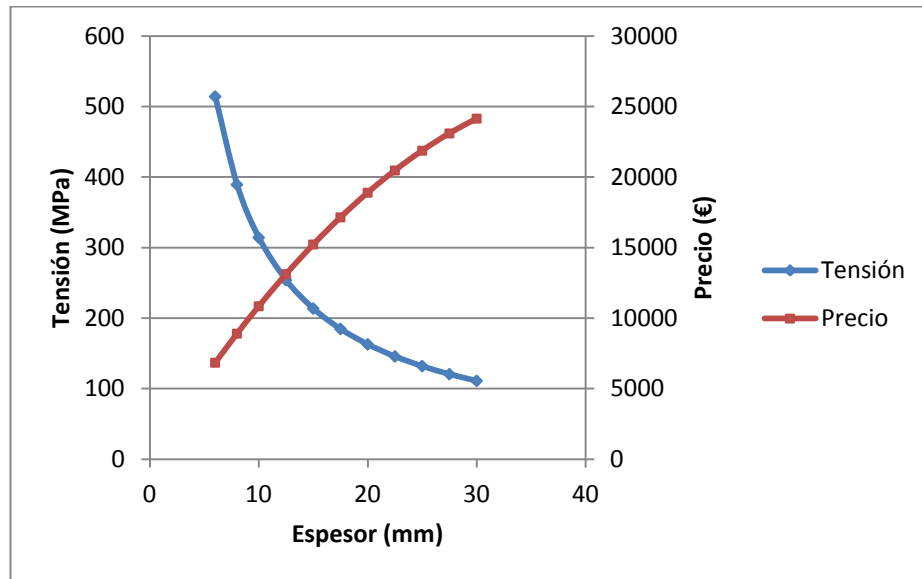


Ilustración 41. Gráfica Tensión y Precio frente al espesor

Si en vez de las dimensiones iniciales se suponen otras tales que $b = 100 \text{ mm}$ $h = 130 \text{ mm}$.

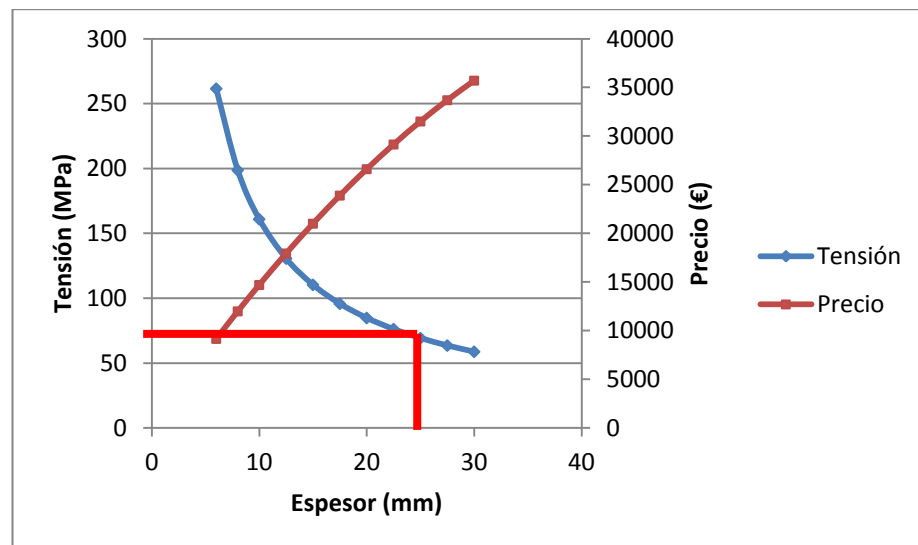


Ilustración 42. Gráfica Tensión y Precio frente al espesor

Como se puede ver, las tensiones son mucho menores pero el precio incrementa bastante. Por ello, lo que se decide es hacer una sección variable pero de espesor constante en el entorno de 20 a 25 mm (se decidirá más adelante), más alta en la zona más desfavorable para reducir tensiones y más baja en la parte menos solicitada para evitar incrementar el precio y el peso.

2.7.1.4. Cuarto diseño.

La sección en el punto C es la siguiente.

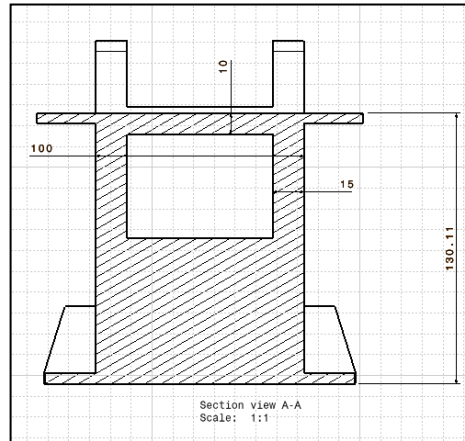


Ilustración 43. Sección en el punto C.

El modelo con el que se calcula se muestra a continuación junto con las fuerzas introducidas.

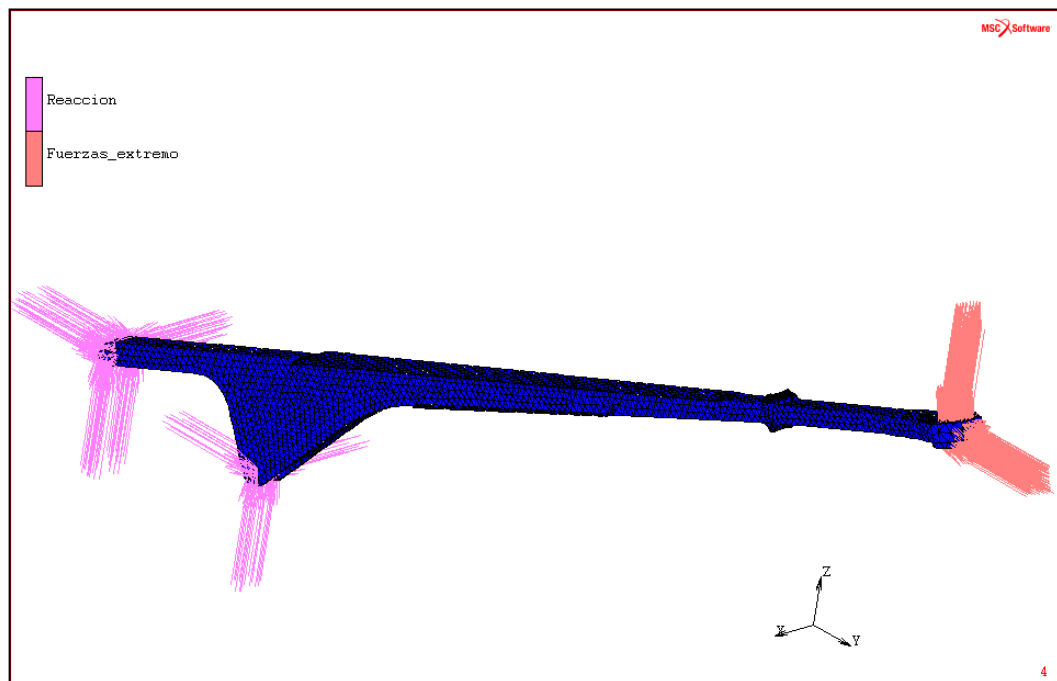


Ilustración 44. Modelo para el cuarto diseño

Para este caso se introduce un mallado más fino en la zona de unión entre los brazos, como se muestra en la siguiente imagen.

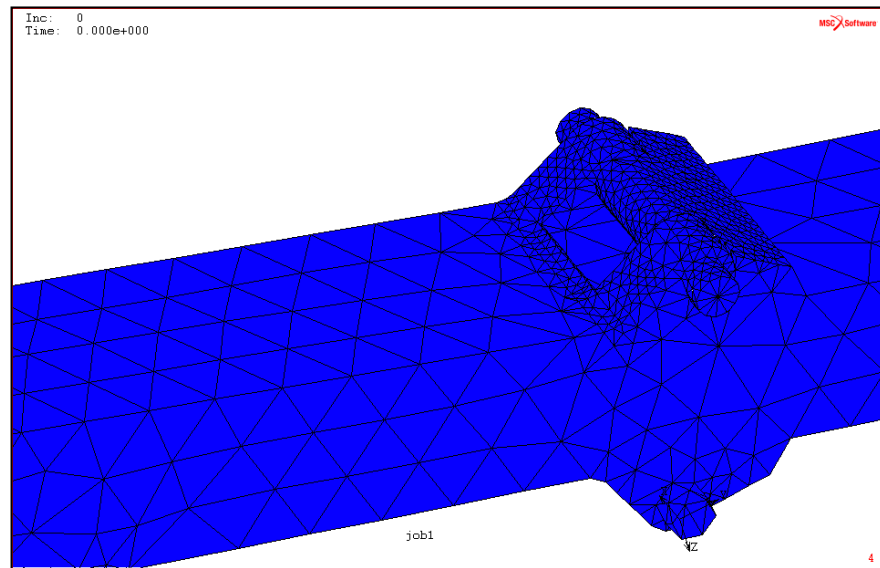


Ilustración 45. Detalle del mallado.

El resultado de la simulación es el siguiente. Las tensiones en la sección más desfavorable han disminuido mucho pero no lo suficiente. La zona sigue solicitada por encima de los 100 MPa. Se debería reducir ligeramente el espesor de cara al siguiente diseño.

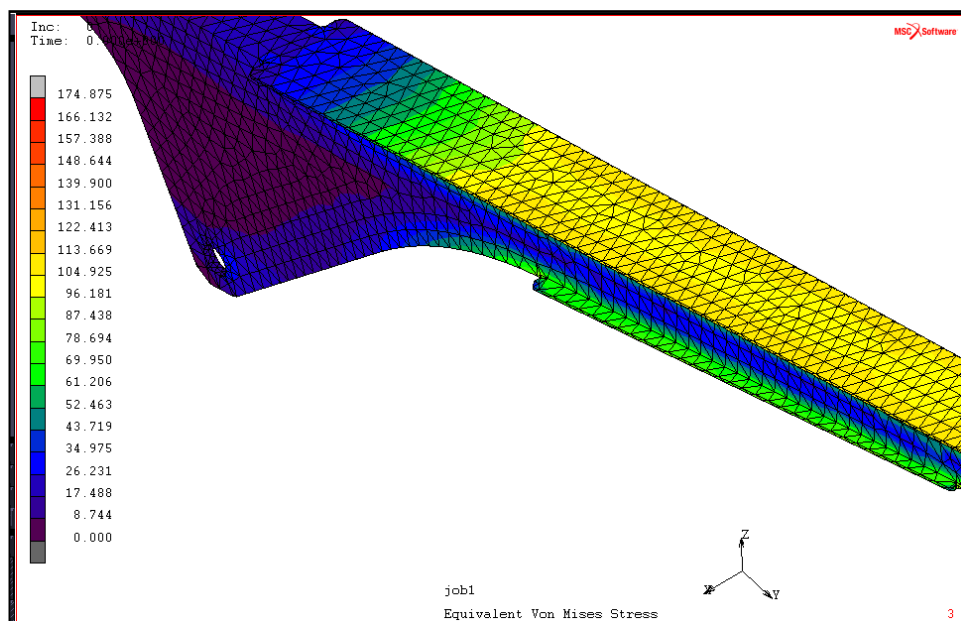


Ilustración 46. Resultado para el diseño 4.

En la siguiente imagen se muestra un detalle del brazo. Se ve que hay un punto de concentración de tensiones que convendría solucionar. Para ello, en el siguiente diseño, se propone reducir la pendiente de esa parte y así suavizar la arista viva existente entre las dos zonas.

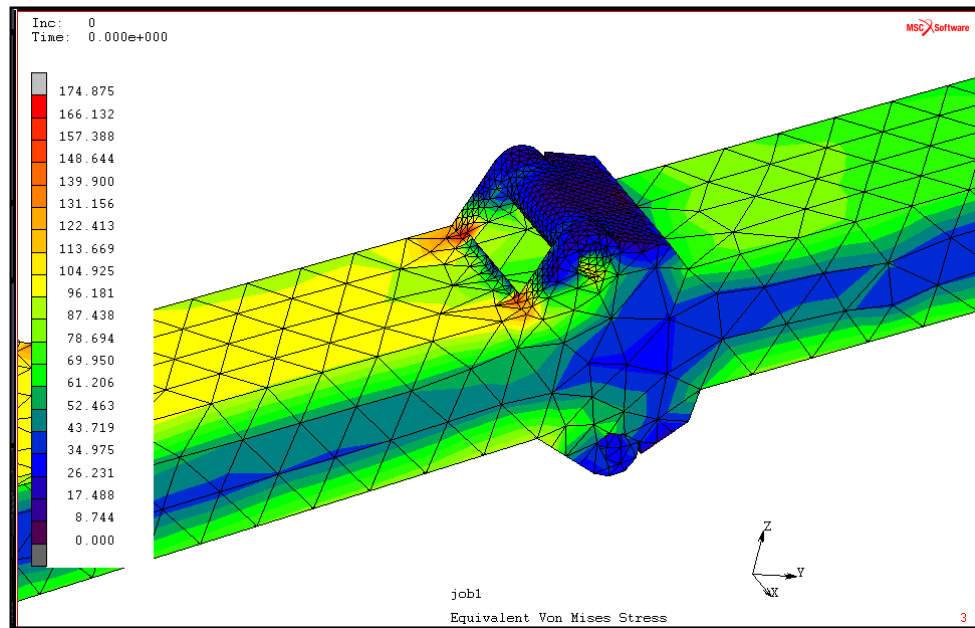


Ilustración 47. Detalle mostrando la concentración de tensiones.

2.7.1.5. Diseño definitivo.

Finalmente se decide dar un espesor diferente a la anchura y a la altura, aunque ambos son bastante similares y en el entorno citado anteriormente.

La longitud desde el extremo del brazo a la sección más desfavorable se acorta para que la tensión sea menor. Pasa de 3500 mm a 3000 mm.

Las secciones al inicio del brazo y en el punto más desfavorable serán:

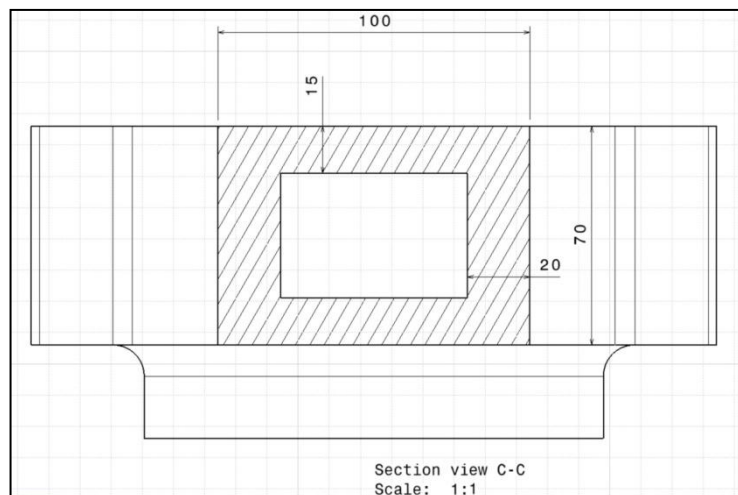


Ilustración 48. Sección de la zona menos solicitada.

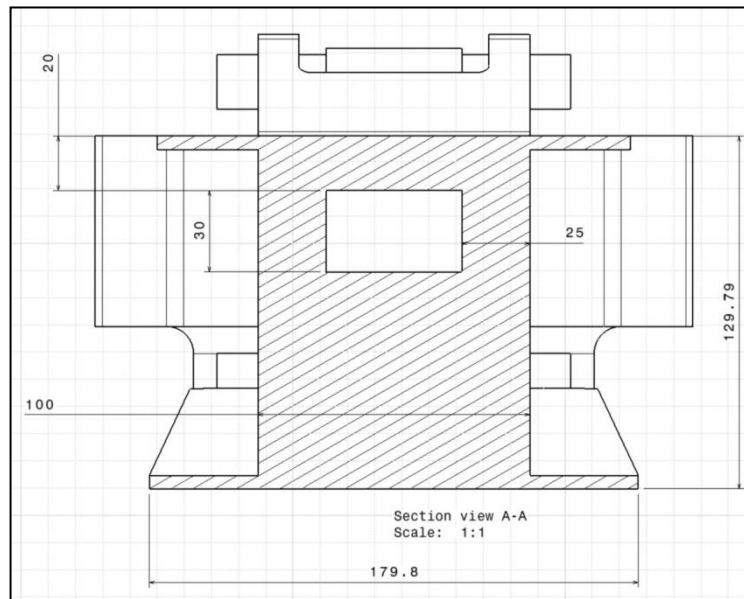


Ilustración 49. Sección de la zona más desfavorable.

Para realizar la comprobación a mano se va a asumir que el momento de inercia en la sección más desfavorable será

$$M_c(x = 3) = 8000 \cdot 3 + 7870 \cdot A \cdot 9.8 \cdot 3 \cdot \frac{3}{2}$$

Donde el área es una aproximación ya que se toma el área del punto más desfavorable (la mayor área) cuando en realidad es variable.

$$A = 100 \cdot 130 - 50 \cdot 30 = 11500 \text{ mm}^2$$

Por tanto, el momento será:

$$M_c(x = 3) = 28001.41 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{ec4.5}$$

El momento de inercia, calculado a partir del modelo de Catia es $19.64 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$. Por lo tanto, en esa sección se tendrá una tensión de:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I} = \frac{28001.41 \cdot 1000 \cdot 65}{19.64 \cdot 10^6} = 92.67 \text{ MPa}$$

Según esta estimación, se podría decir que el modelo es válido desde el punto de vista de la resistencia mecánica.

El mallado utilizado para el modelo es muy similar al anterior. Se utilizan elementos más pequeños en las zonas de concentración de tensiones.

El material vuelve a ser acero de densidad 7870 kg/m^3 , módulo de Young de 210 GPa y coeficiente de Poisson 0.3 .

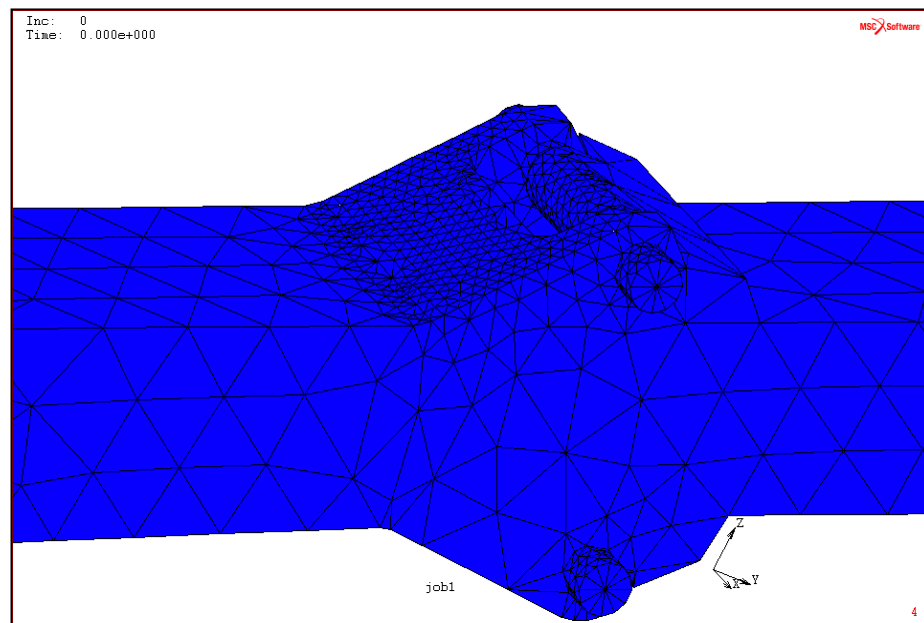


Ilustración 50. Detalle mallado

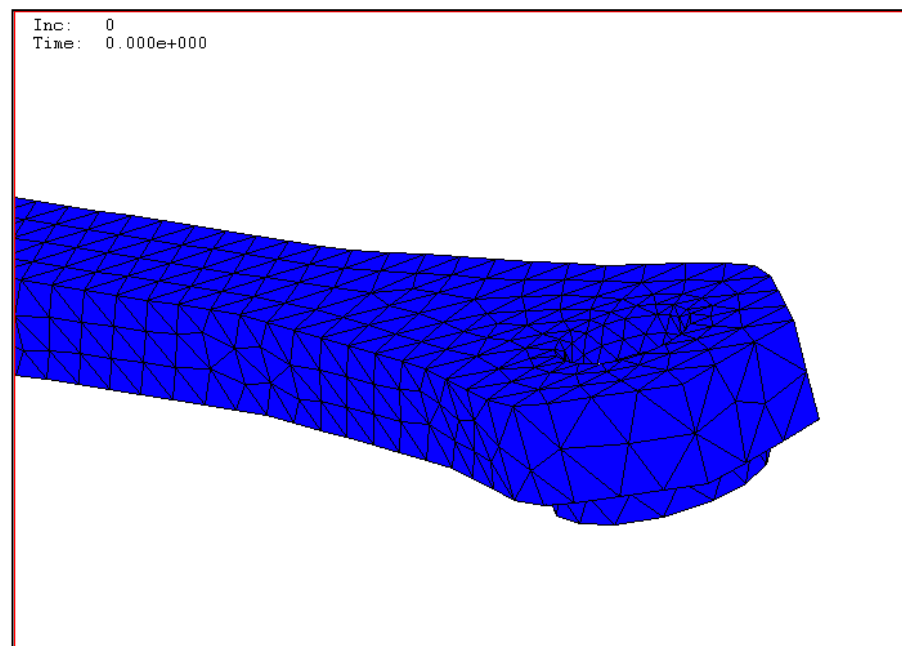


Ilustración 51. Detalle mallado 2.

A continuación se muestran los resultados de la simulación por elementos finitos.

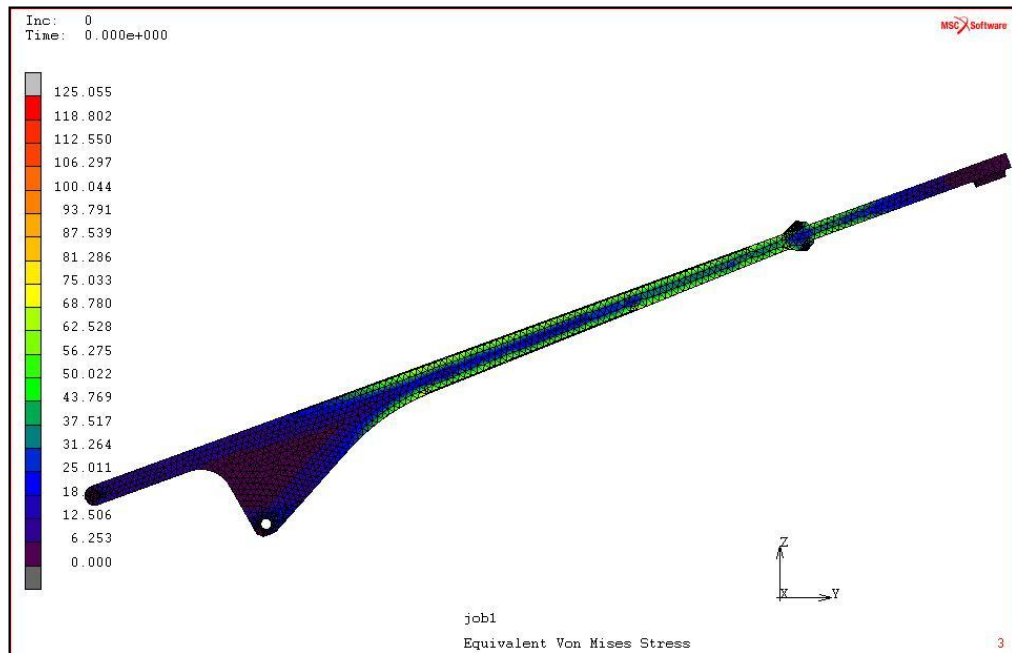


Ilustración 52. Resultado de la simulación por elementos finitos.

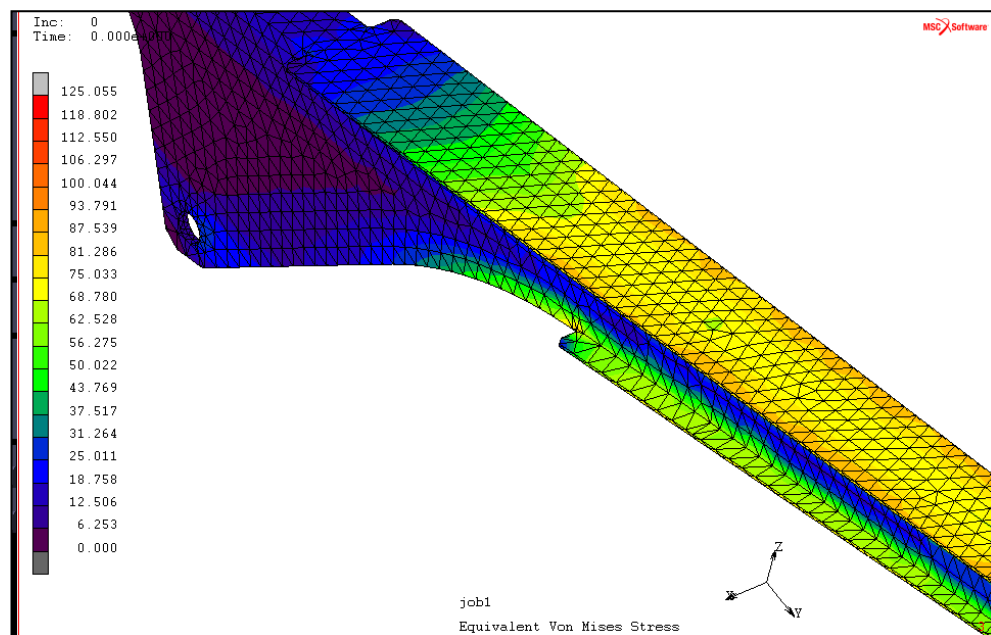


Ilustración 53. Detalle de tensiones de Von Mises en el brazo.

Se puede ver como la zona de estudio tiene unas tensiones del orden de 80 MPa. El resultado es parecido al calculado a mano teniendo presentes los errores cometidos en las estimaciones realizadas. Por lo tanto, se da el diseño como válido. A modo de recordatorio, el límite de tracción del material es de 213.63MPa.

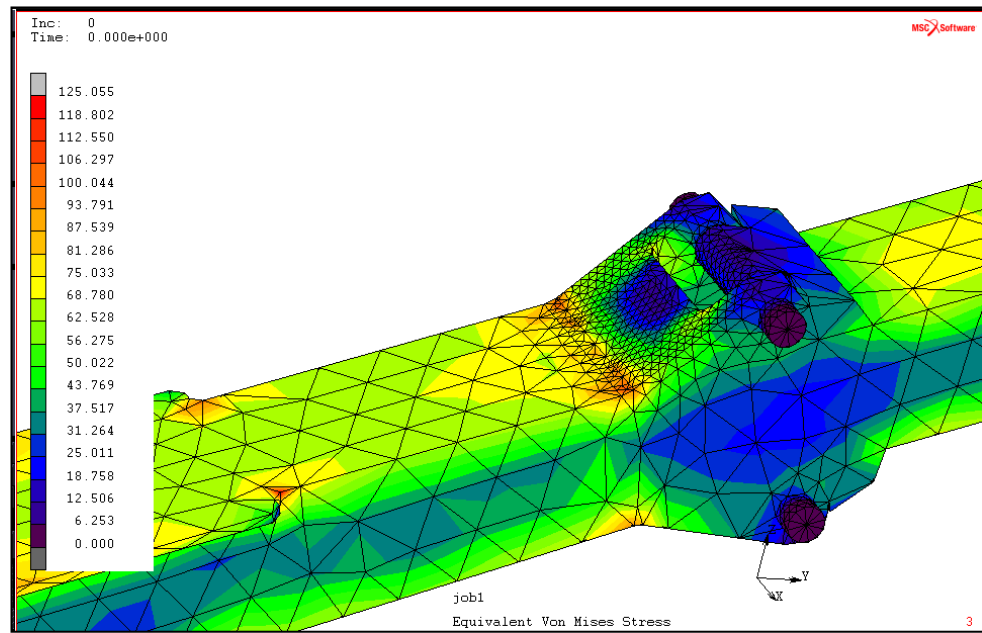


Ilustración 54. Detalle de la unión entre las partes del brazo.

2.7.2. Cálculo del soporte del asiento.

2.7.2.1. Primer diseño.

Tal y como se describe en la memoria, este primer diseño sufre altas tensiones y deformaciones, como se muestra en las siguientes imágenes. Las cargas aplicadas son las calculadas en el apartado 2.5. Cálculo de velocidades y aceleraciones y 2.6. Cálculo de fuerzas. Se vuelven a resumir en la siguiente tabla.

	Barras superiores	Barras inferiores	Ambas
$F_x (N)$			672
$F_y (N)$	1961	2071	
$F_z (N)$	713.75	-5690	

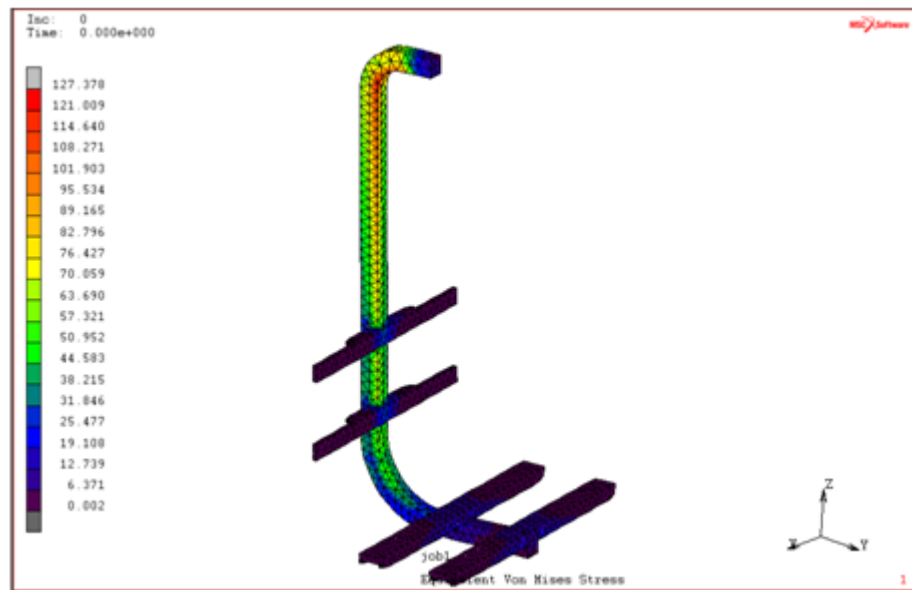


Ilustración 55. Tensiones de Von Mises (MPa) en el primer diseño de la pieza.

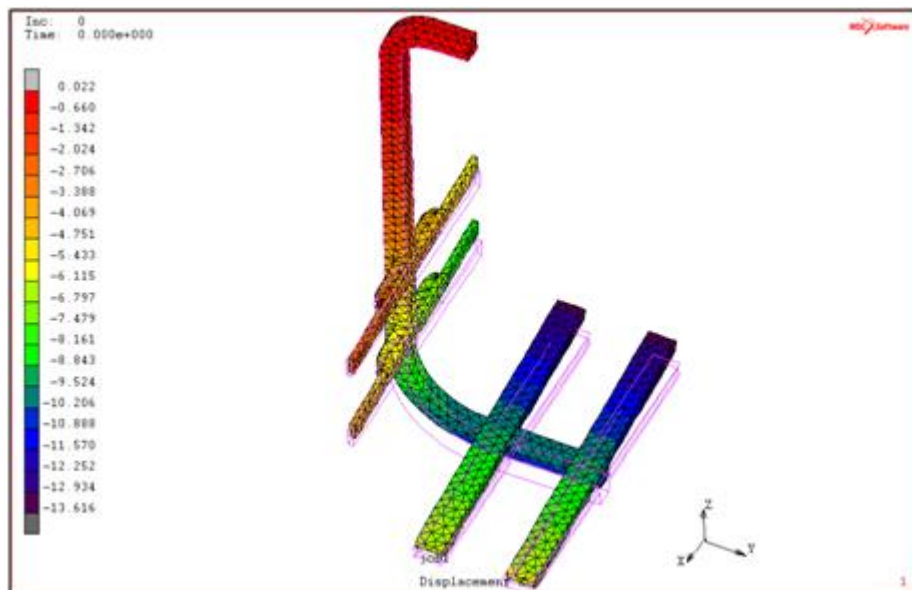


Ilustración 56. Desplazamientos en mm.

Se tiene que la tensión máxima en el material es de 127.378 MPa y el desplazamiento máximo sería de 13.616 mm. Las tensiones no son excesivamente elevadas pero se decide poner como objetivo una tensión de trabajo entorno a los 75 MPa. En cambio, el desplazamiento sí que resulta excesivo.

Para solucionar estos problemas se aumenta la sección del cuerpo central y se añaden refuerzos en la zona superior. El resultado es el siguiente.

2.7.2.2. Segundo diseño.

En este segundo diseño se añaden las demás piezas que son necesarias para unir el soporte de los asientos al brazo. No aporta ninguna información especialmente relevante su estudio de forma individualizada por lo que se decide incluirlas como partes de esta pieza.

El modelo usado también proviene del modelo CAD. El material será acero de densidad 7870 kg/m^3 , módulo de Young de 210 GPa y coeficiente de Poisson 0.3 . La resistencia a tracción es de $235/1.1 \text{ MPa}$.

El mallado será el siguiente.

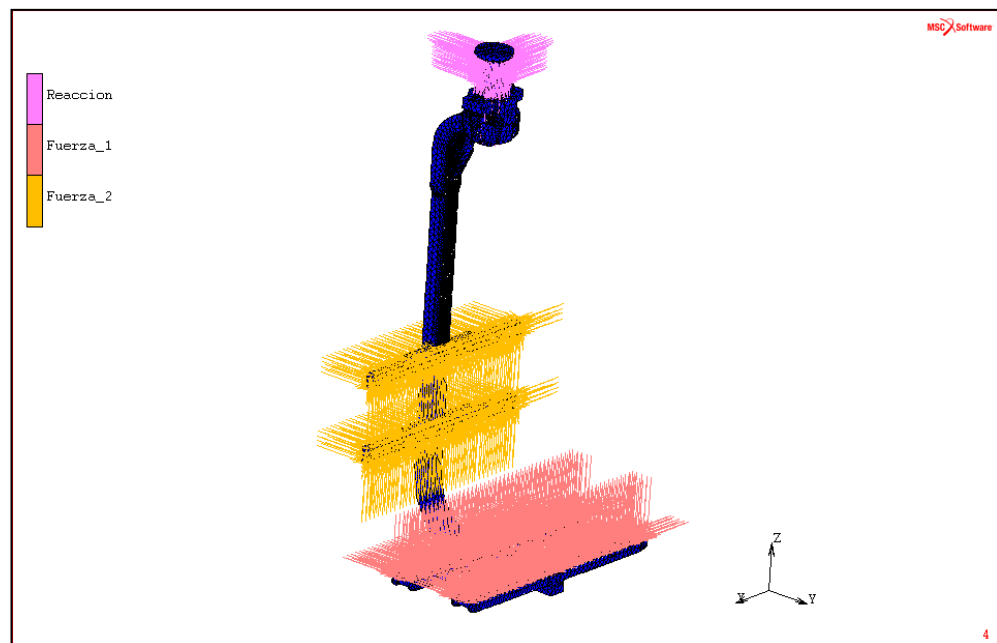


Ilustración 57. Mallado del soporte del asiento.

La condición de contorno llamada “Reacción” impone desplazamiento 0 en los nodos donde está aplicada. Las condiciones “Fuerza_1” y “Fuerza_2” son las fuerzas de entrada calculadas anteriormente.

Se afina el mallado en ciertas zonas en las que puede aparecer concentración de tensiones. En la imagen siguiente se muestra la zona superior del soporte donde los elementos son más pequeños.

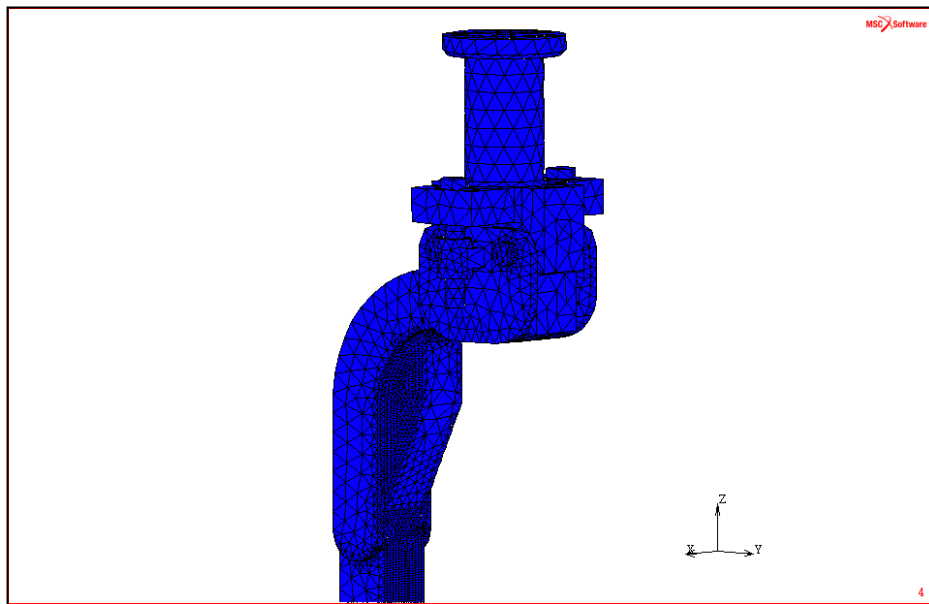


Ilustración 58. Detalle del mallado.

Los resultados que se obtienen son los siguientes.

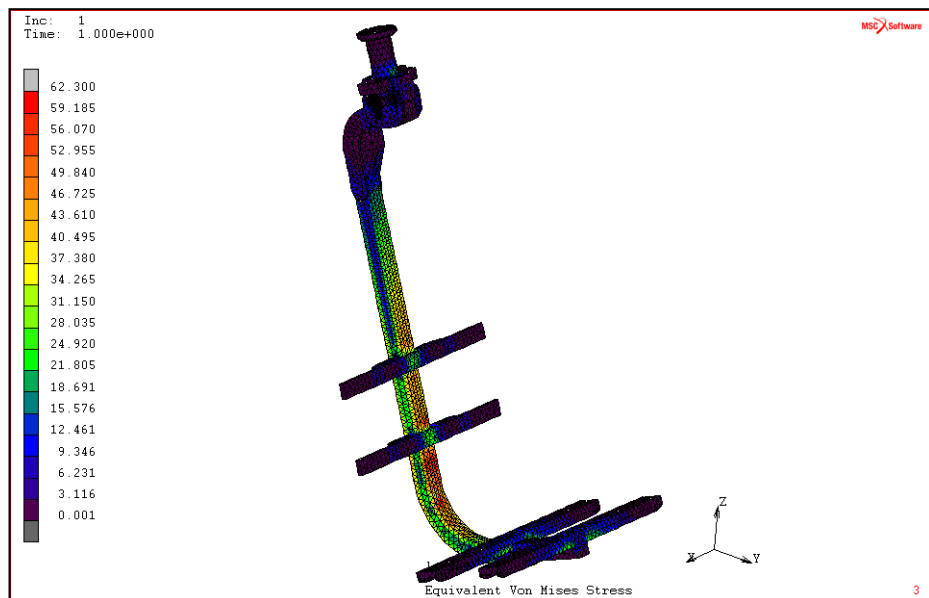


Ilustración 59. Tensiones de Von Mises (MPa) en el segundo diseño.

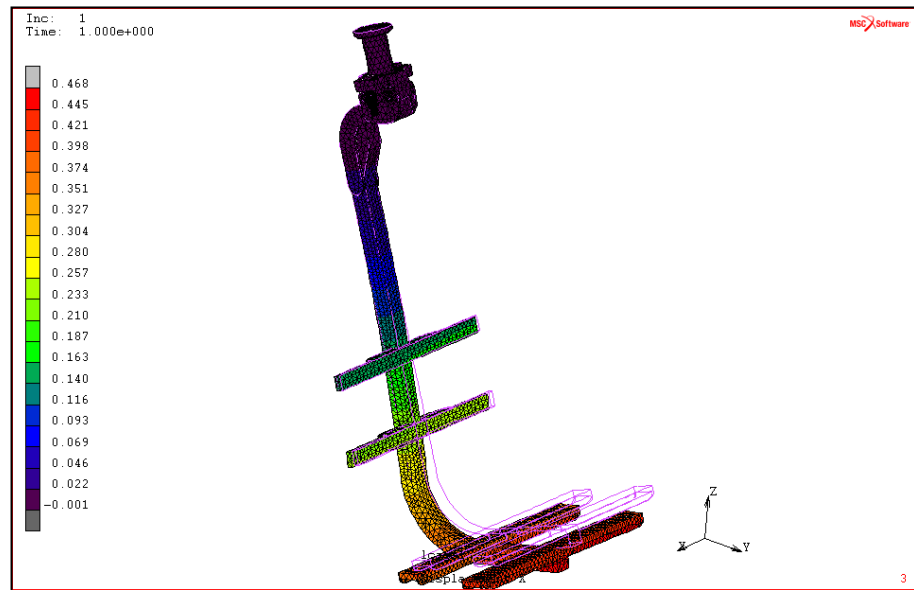


Ilustración 60. Desplazamientos en mm.

Los cambios introducidos han tenido muy buen efecto en cuanto a tensiones y deformaciones se refiere.

Las tensiones producidas en el material son mucho menores, del orden de 60 MPa. Incluso son menores de lo esperado. Podría optimizarse el modelo reduciendo ligeramente la sección para ahorrar material y mejorar desde el punto de vista económico, pero se decide dar el diseño por bueno, más adelante se describe el motivo. En cuanto a las deformaciones, también son muy inferiores a las del primer diseño.

Para esta pieza hay una posición más desfavorable que la que se muestra. Es cuando se le aplican las mismas aceleraciones y fuerzas pero está girada 90° respecto de su propio eje. Se comprueba que la pieza es capaz de soportar esta posición.

En la siguiente imagen se ve como se tienen unas tensiones mayores pero no son excesivas. Esto confirma que el modelo es bueno tal y como está diseñado y no convendría reducir la sección para mejorar el apartado económico. Las deformaciones que se producen son mayores pero tampoco son especialmente elevadas.

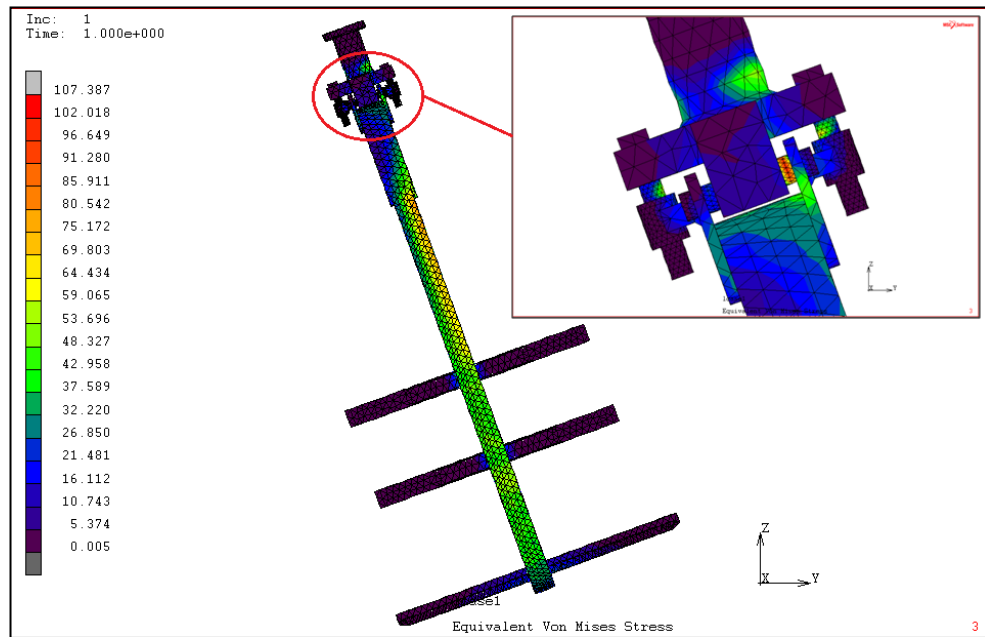


Ilustración 61. Tensiones de Von Mises (MPa) en la posición más desfavorable.

En la siguiente imagen se ve como la zona de mayor concentración de tensiones está dentro de la tensión admisible.

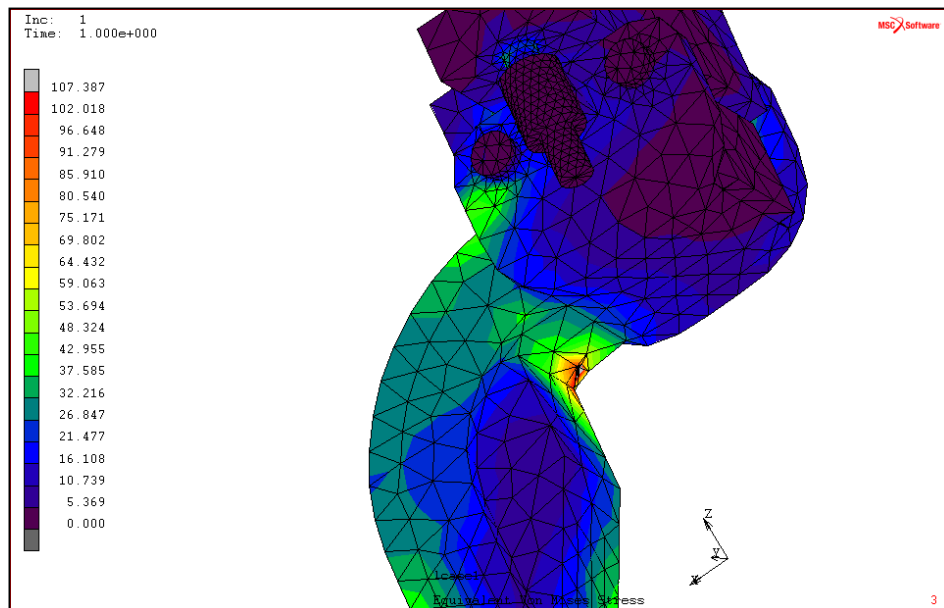


Ilustración 62. Detalle de tensiones.

Teniendo en cuenta las tensiones a las que se ve sometido el pasador se ve conveniente mejorar la calidad del acero del mismo de manera que tenga una mayor resistencia. También habrá que prestar especial atención a los tornillos que unen las dos piezas.

Se realiza también una simulación del conjunto de las piezas calculadas hasta ahora. Para esta simulación se deben establecer las condiciones de contacto que existen entre las

dos piezas. Habrá que prestar especial atención a los mallados, deben ser finos evitando que se solapen los elementos de las dos piezas en contacto.

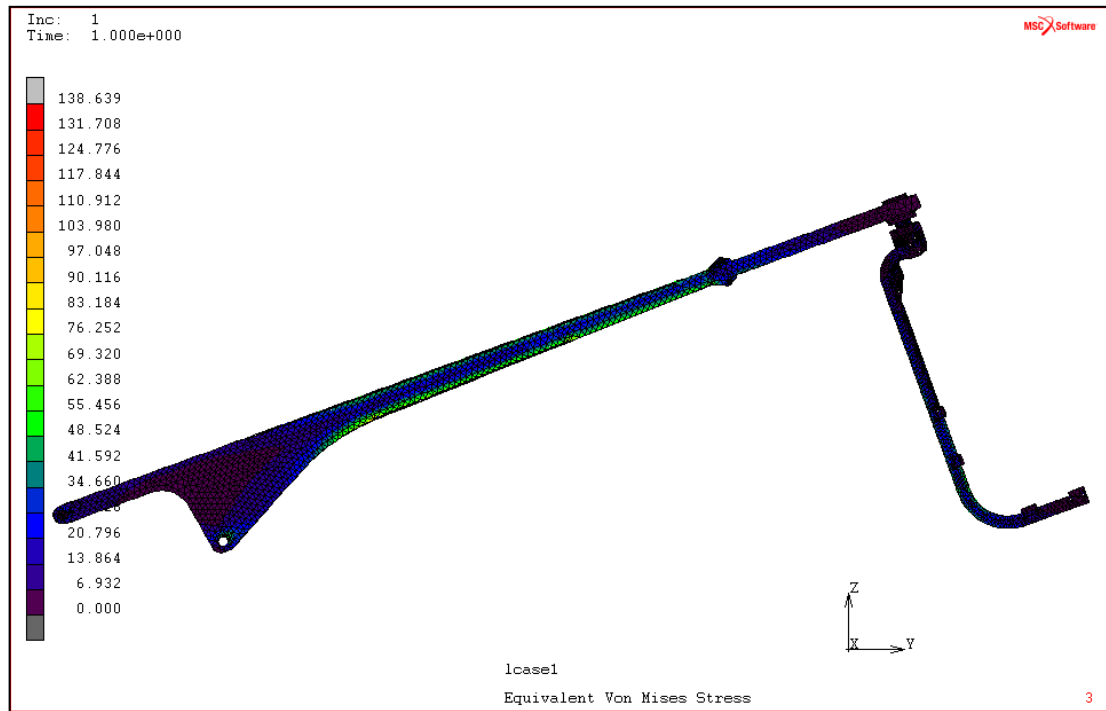


Ilustración 63. Conjunto brazo y soporte asiento.

Se muestra algún detalle de las dos piezas juntas.

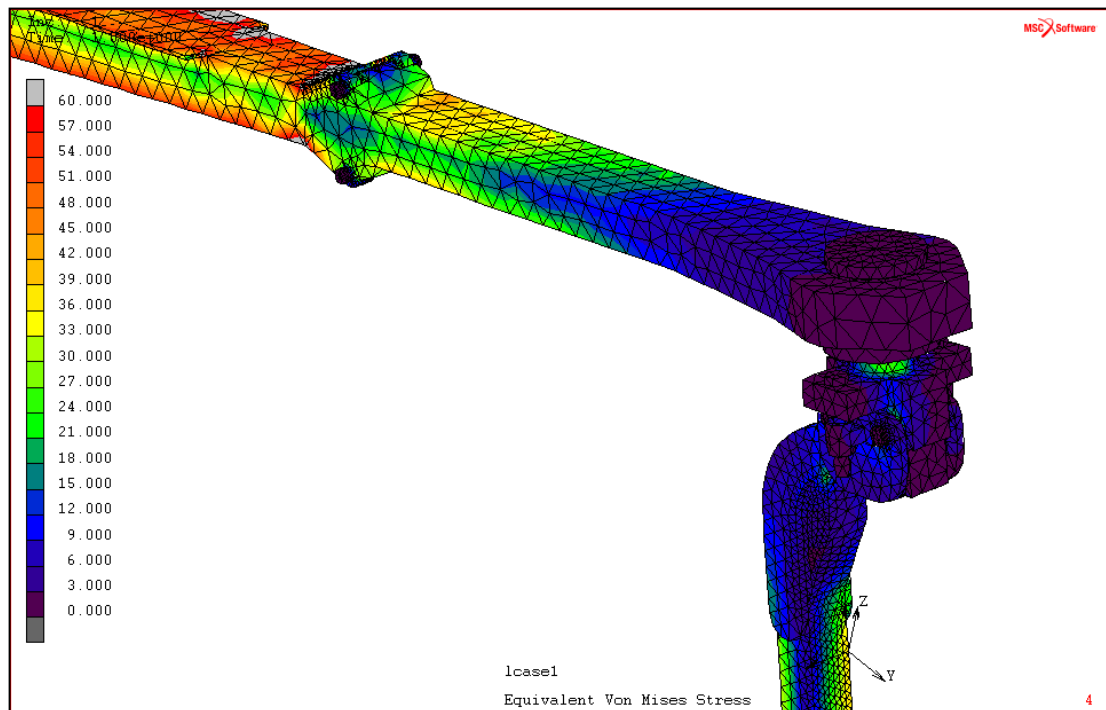


Ilustración 64. Detalle del conjunto brazo y soporte asiento.

Tensiones en los apoyos.

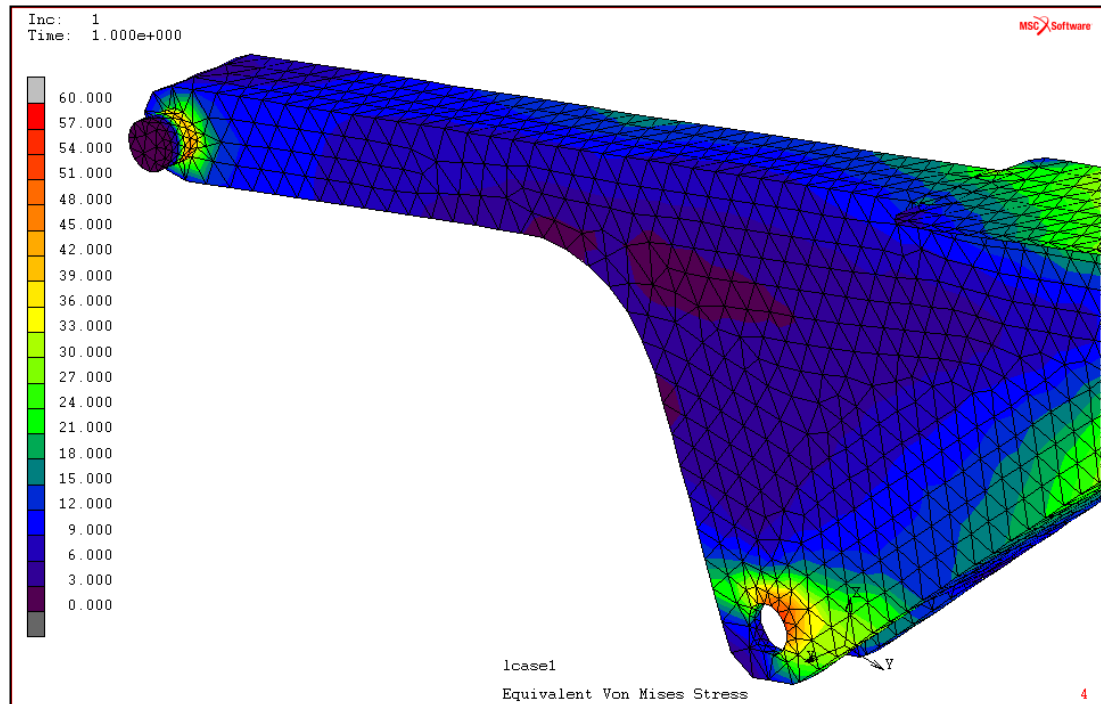


Ilustración 65. Tensiones en los apoyos.

2.7.3. Cálculo del soporte del brazo.

Como fuerzas de diseño de esta pieza se van a utilizar las fuerzas obtenidas en el programa de cálculo. Para ello se recogen las fuerzas en x, y, z de todos los nodos correspondientes al apoyo y se suman las correspondientes al mismo eje. El resultado será la fuerza introducida para el cálculo de este componente.

Por lo tanto, las fuerzas de diseño de la pieza serán:

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
-1005.6	-29594	43188.94

Se comprueba como las reacciones en el apoyo son similares a las calculadas a mano. Hay que tener en cuenta que el cálculo a mano fue realizado para el primer diseño por lo que los pesos, momentos y posiciones de centros de gravedad han cambiado, de ahí puede surgir la pequeña diferencia entre los valores de los dos cálculos.

Los resultados se muestran a continuación.

En la siguiente imagen se pueden ver las tensiones producidas en el material con las cargas aplicadas.

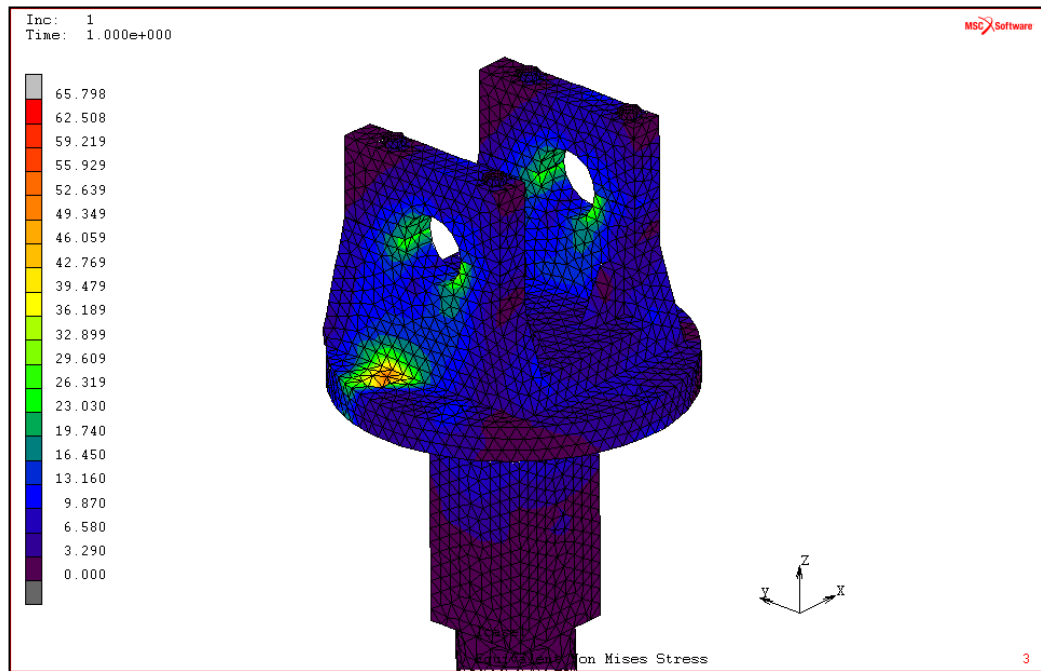


Ilustración 66. Tensiones (MPa) en el soporte del brazo.

Más adelante se detallan los cálculos para este tipo de uniones.

En la siguiente imagen se puede ver con algo más de detalle las tensiones producidas en la unión de esta pieza con la columna.

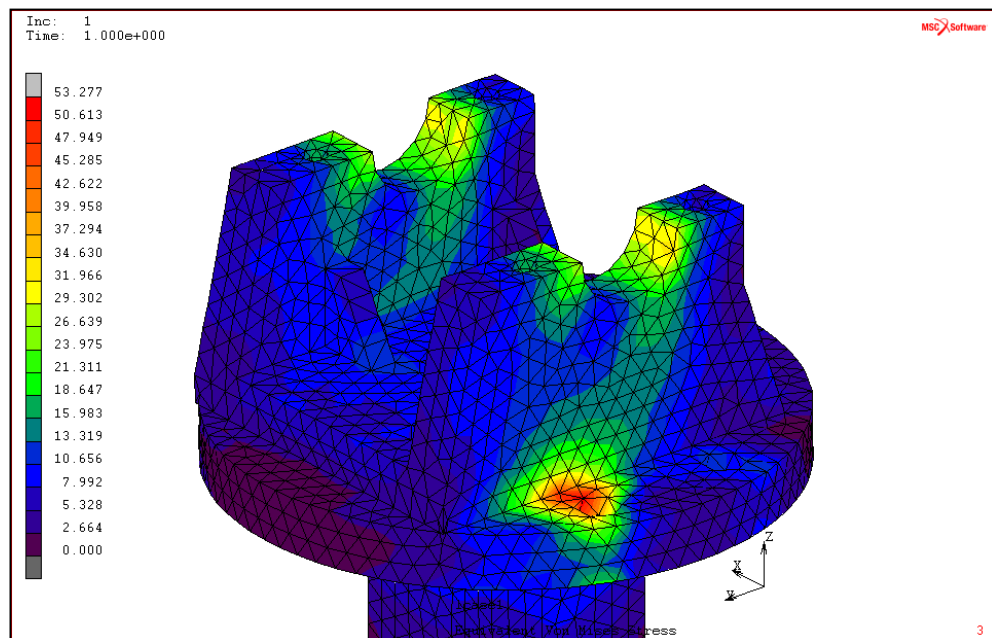


Ilustración 67. Detalle de la pieza (Von Mises Stress MPa)

En el apartado de cálculo de uniones se describe con mayor detalle la elección de las dimensiones de los tornillos.

2.7.4. Cálculo de la columna.

2.7.4.1. Primer diseño.

Las fuerzas de diseño, al igual que en el caso anterior, se obtendrán a partir del modelo de Marc del soporte del brazo.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
930	-29594	42721

Los resultados para el primer diseño se muestran a continuación.

Las tensiones de Von Mises en MPa.

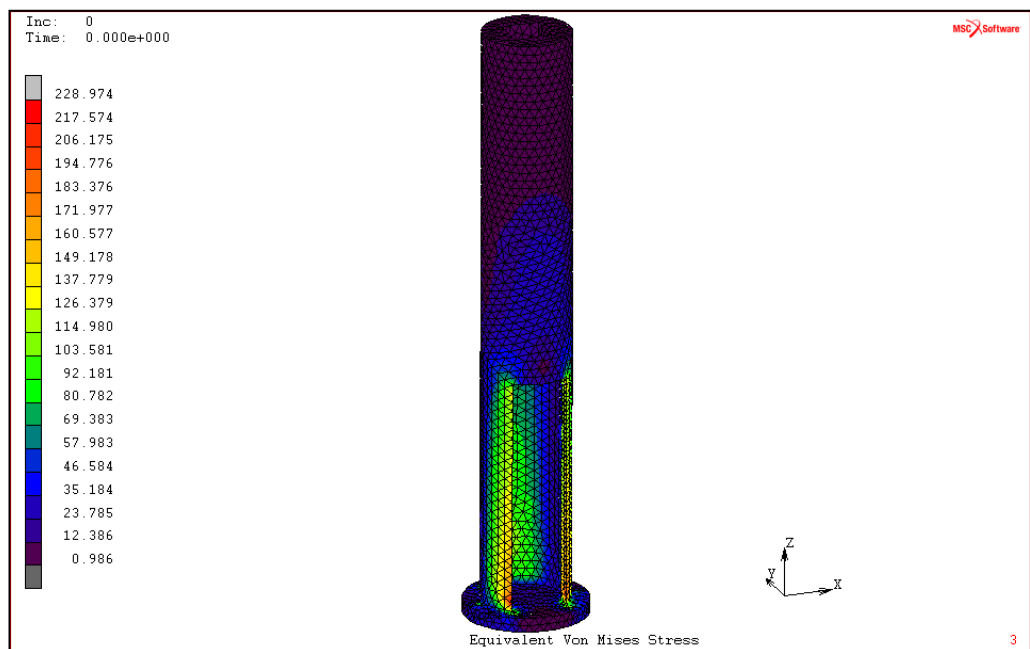


Ilustración 68. Tensiones de Von Mises (MPa) en la columna.

Como se puede observar, las tensiones son algo elevadas en algunos puntos, sobre todo en la base y en la zona de la apertura. En el siguiente diseño se refuerza esta zona para reducir al máximo las tensiones sin perder la funcionalidad de la apertura.

En la siguiente imagen se muestran las deformaciones en mm para este diseño.

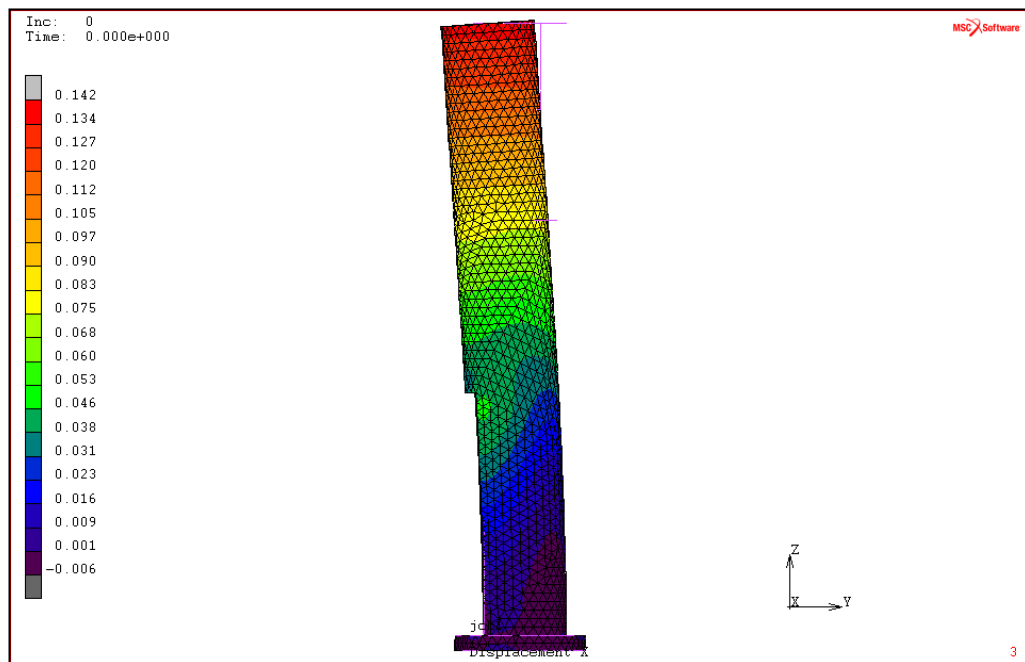


Ilustración 69. Deformaciones en mm de la columna.

2.7.4.2. Segundo diseño.

En este diseño se refuerza la zona inferior de la columna para tratar de reducir las tensiones. En la siguiente imagen se muestra el mallado con las fuerzas introducidas.

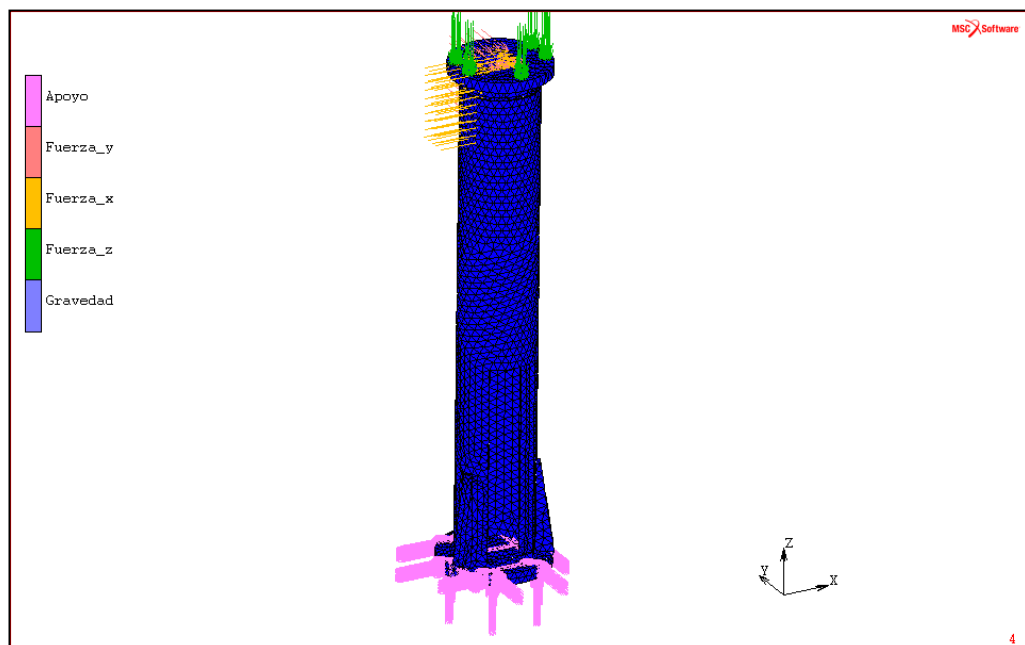


Ilustración 70. Mallado del segundo diseño de la columna.

Los resultados se muestran a continuación.

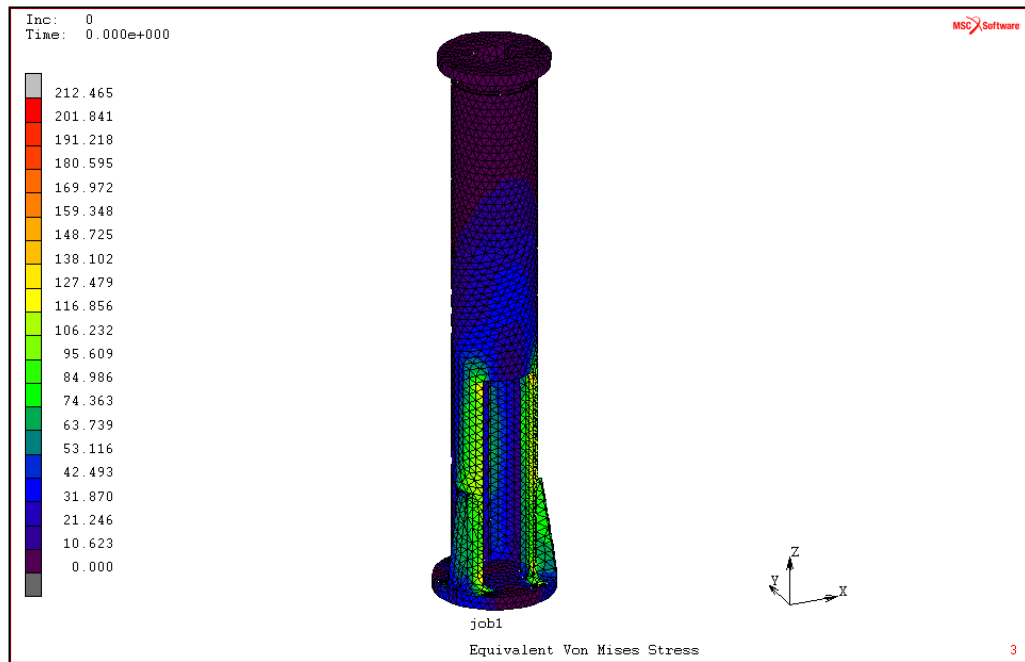


Ilustración 71. Tensiones de Von Mises (MPa) en la columna.

Se puede ver como se reducen las tensiones. Con este diseño la zona de la apertura trabaja en su mayoría a menos de 115 MPa, lo cual se considera aceptable teniendo en cuenta que esta zona trabaja a compresión.

Detalle de la zona más desfavorable.

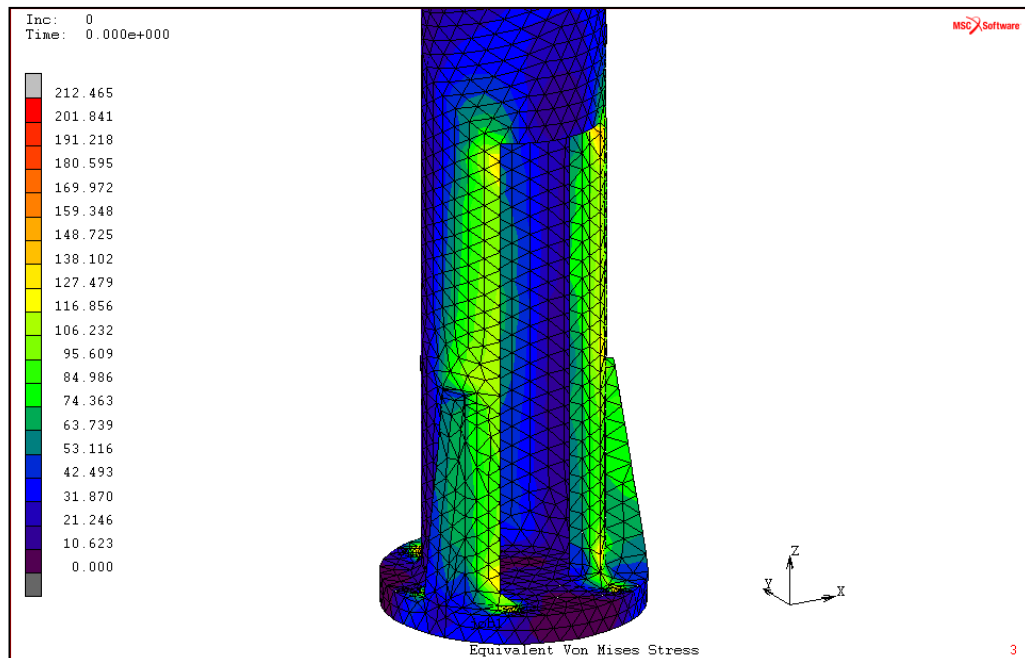


Ilustración 72. Detalle de las tensiones en la columna.

En cuanto a las deformaciones no se aprecian cambios considerables entre los dos diseños.

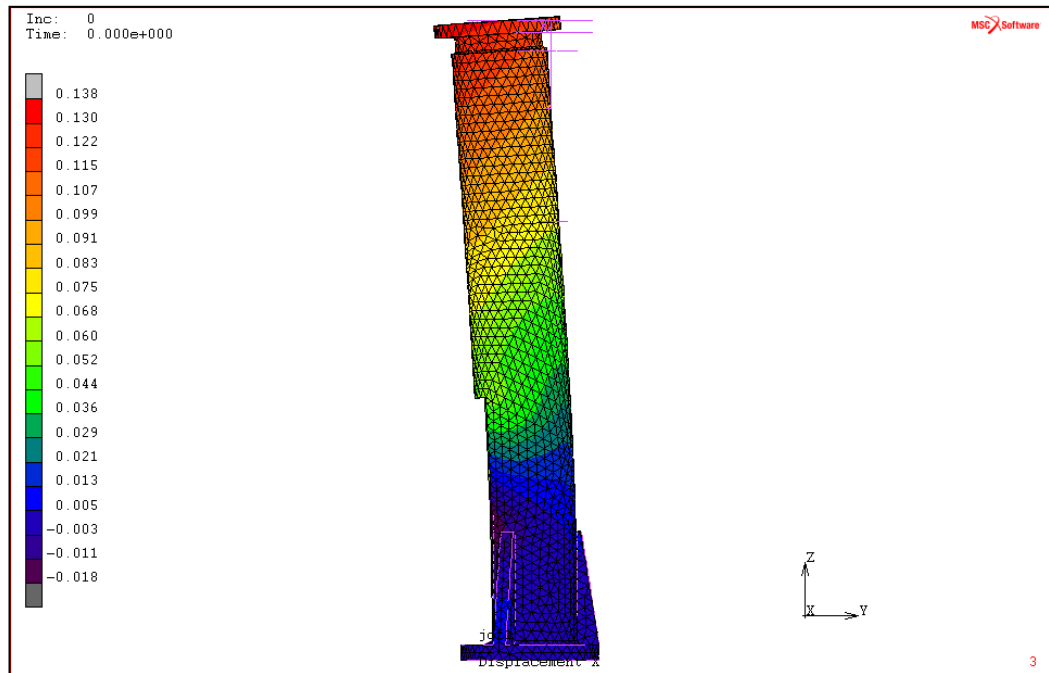


Ilustración 73. Deformaciones en mm de la columna.

2.7.5. Cálculo de la plataforma.

Otro de los cálculos impuesto por la normativa es el cálculo de la plataforma transitable. Para este cálculo la carga viene fijada en 2 kN/m^2 por la normativa específica. El material será aleación de aluminio de la serie 6000 de densidad 3960 kg/m^3 , de módulo de elasticidad 68.9 GPa , coeficiente de Poisson 0.33 y resistencia a tracción minorada de $86,3 \text{ MPa}$ ($95/1.1 \text{ MPa}$).

Las tensiones producidas en el material tendrán la siguiente distribución y valores.

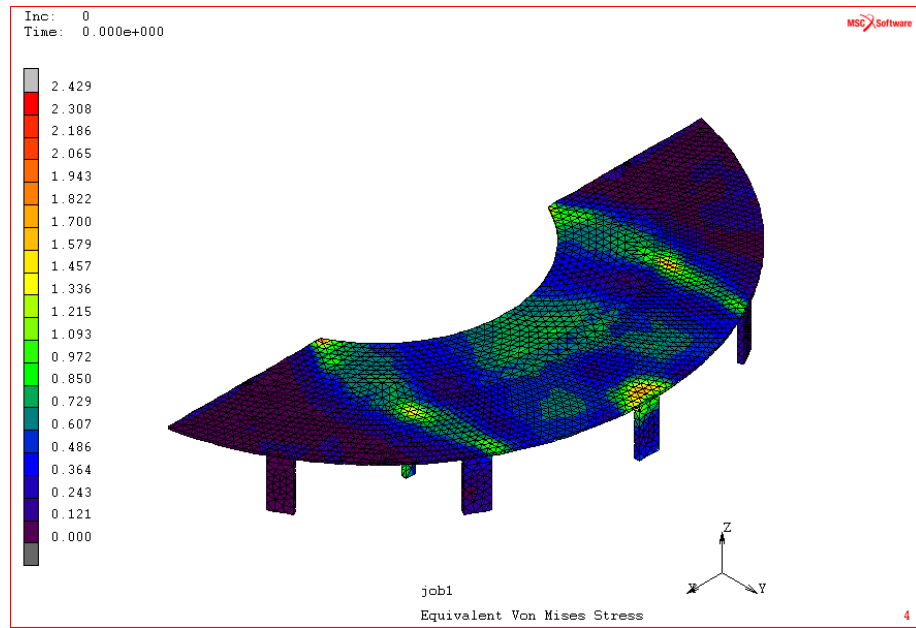


Ilustración 74. Tensión de Von Mises (MPa) en la plataforma.

Se comprueba como las tensiones máximas son muy inferiores a la tensión admisible del material utilizado.

Las deformaciones en la pieza serán las siguientes.

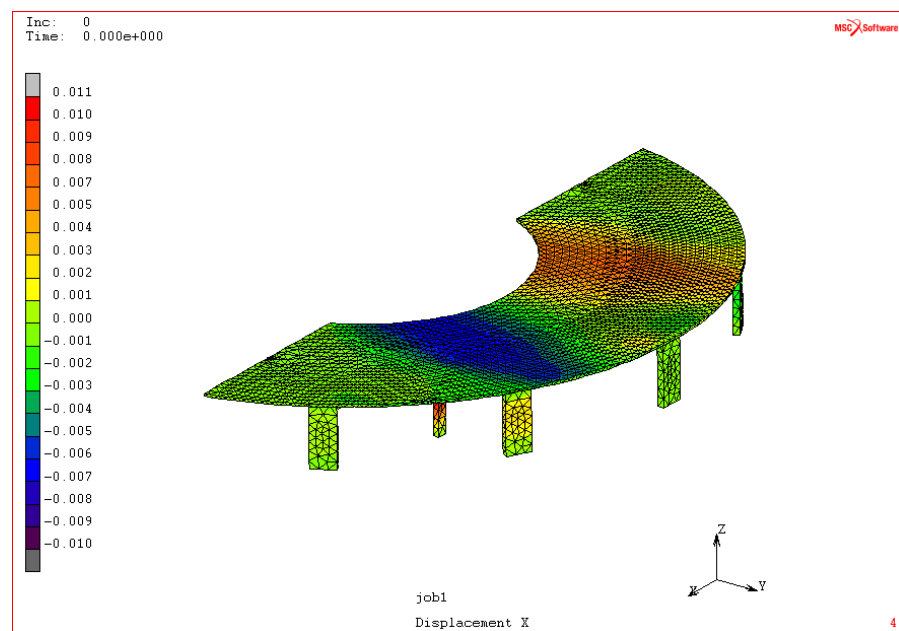


Ilustración 75. Deformación de la plataforma en mm.

Se comprueba como la deformación también es muy pequeña.

Por lo tanto se decide redimensionar la pieza disminuyendo el espesor de la chapa, cambiando el material a aluminio y reduciendo el número de patas y su espesor. El resultado sería el siguiente.

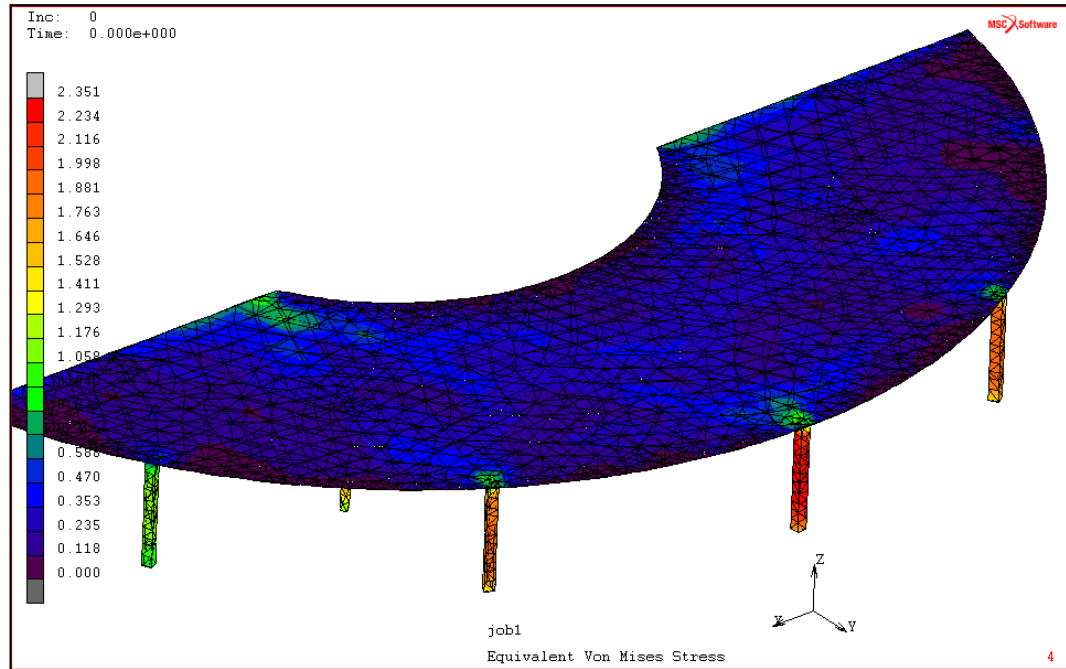


Ilustración 76. Tension de Von Mises para el diseño definitivo de plataforma.

A pesar de ser un elemento que podría refinarse más, se considera el diseño como valido. Esto se debe a que el precio que podría reducirse disminuyendo el espesor de la pieza o reduciendo el número de patas, no justifica la disminución de seguridad que supondría. Además, los fabricantes de este tipo estructuras no recomiendan espesores menores.

2.7.6. Cálculo de la base para la mascota.

En este caso el cálculo se va a realizar con Catia en vez de con Marc. Desde el punto de vista de resultado, la precisión será la misma. Sin embargo resulta interesante el poder utilizar otra herramienta de cálculo. El material usado para la pieza será acero S235JR. La carga serán los 29kg que pesa la mascota y se considera anclada en los agujeros de cada pata.

El resultado del cálculo se muestra a continuación.

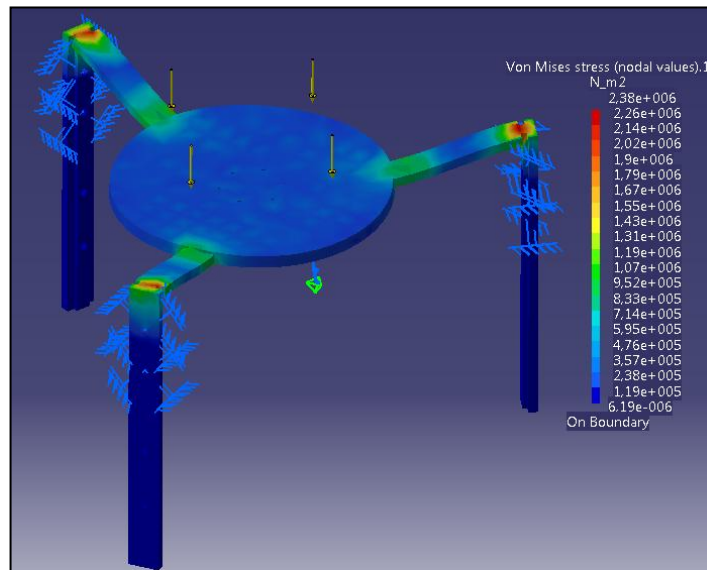


Ilustración 77. Cálculo de la base para la mascota.

Se comprueba como la tensión máxima es de 2.38 MPa por lo que es una tensión muy inferior al límite que puede aguantar el material.

2.8. COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA DINÁMICA.

En este apartado se va a llevar a cabo la comprobación de resistencia dinámica de las partes fundamentales de la máquina. En primer lugar se realizará un análisis dinámico modal para poder encontrar las frecuencias de resonancia de la máquina. En segundo lugar, se realizará un análisis dinámico armónico. Se realizará un análisis barriendo todas las frecuencias posibles de resonancia y se comprobará si existen puntos con deformaciones excesivas.

2.8.1. Análisis del soporte del asiento.

En primer lugar se realiza el análisis modal, el cual proporciona los siguientes resultados.

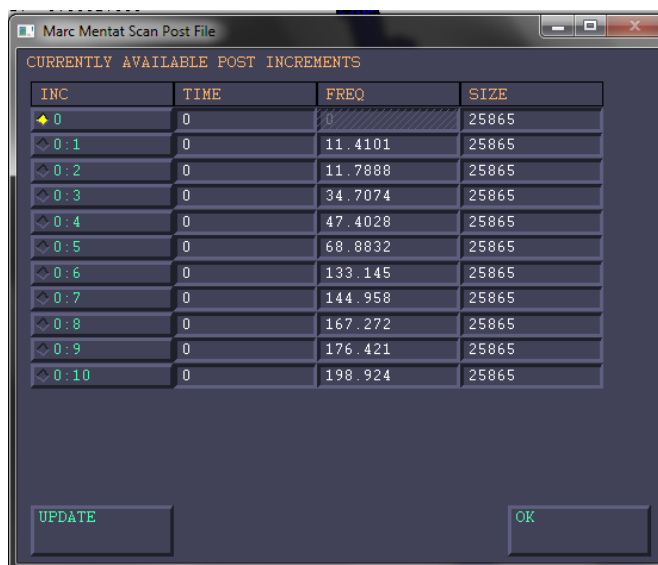


Ilustración 78. Frecuencias de resonancia.

Las frecuencias en rad/s serán:

Frecuencias naturales	
Hz	rpm
11.4101	685
11.7888	707
34.7074	2082
47.4028	2844
68.8832	4133
133.145	7989
144.958	8697
167.272	10036
176.421	10585
198.924	11935

Se realiza un barrido desde 0 hasta 250 Hz. Para ver las deformaciones a cada frecuencia se realiza esta gráfica.

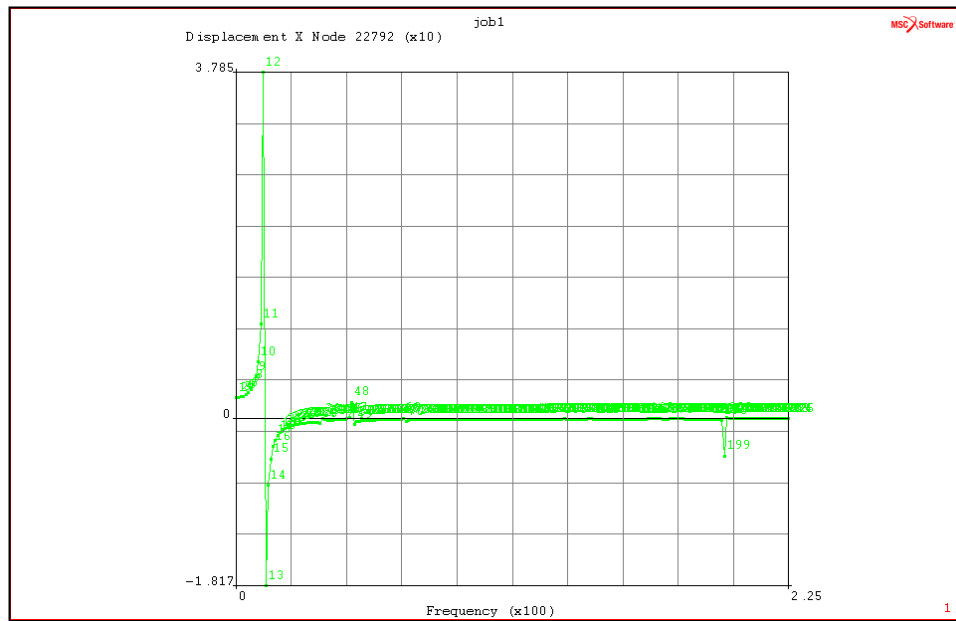


Ilustración 79. Desplazamientos (mm) frente a frecuencias (Hz)

Se puede ver como las deformaciones para la primera frecuencia de resonancia no exceden los 4 centímetros. Por lo tanto se podría dar el diseño como bueno desde el punto de vista dinámico.

La deformación en el primer modo de resonancia provocaría la deformación que se muestra a continuación.

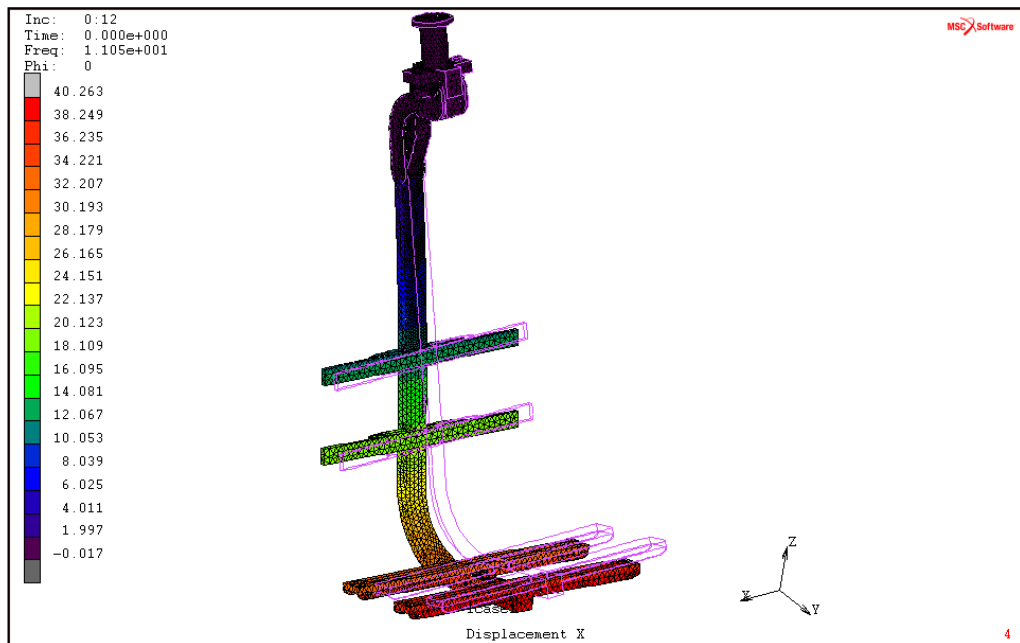
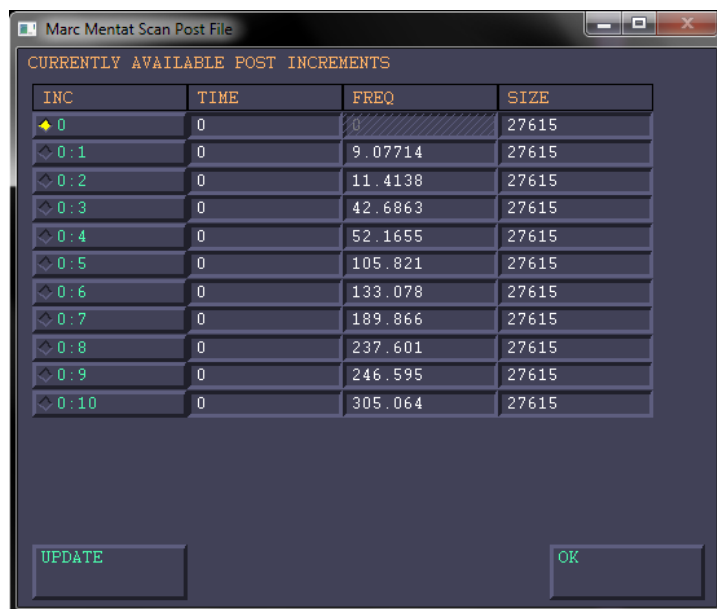


Ilustración 80. Deformación (mm) en la primera frecuencia de resonancia

2.8.2. Análisis del brazo.

El análisis dinámico modal del brazo da como frecuencias de resonancia en Hz las siguientes.



The screenshot shows a software window titled 'Marc Mentat Scan Post File'. Inside, there is a table titled 'CURRENTLY AVAILABLE POST INCREMENTS'. The table has four columns: INC, TIME, FREQ, and SIZE. The data is as follows:

INC	TIME	FREQ	SIZE
0	0	0	27615
0:1	0	9.07714	27615
0:2	0	11.4138	27615
0:3	0	42.6863	27615
0:4	0	52.1655	27615
0:5	0	105.821	27615
0:6	0	133.078	27615
0:7	0	189.866	27615
0:8	0	237.601	27615
0:9	0	246.595	27615
0:10	0	305.064	27615

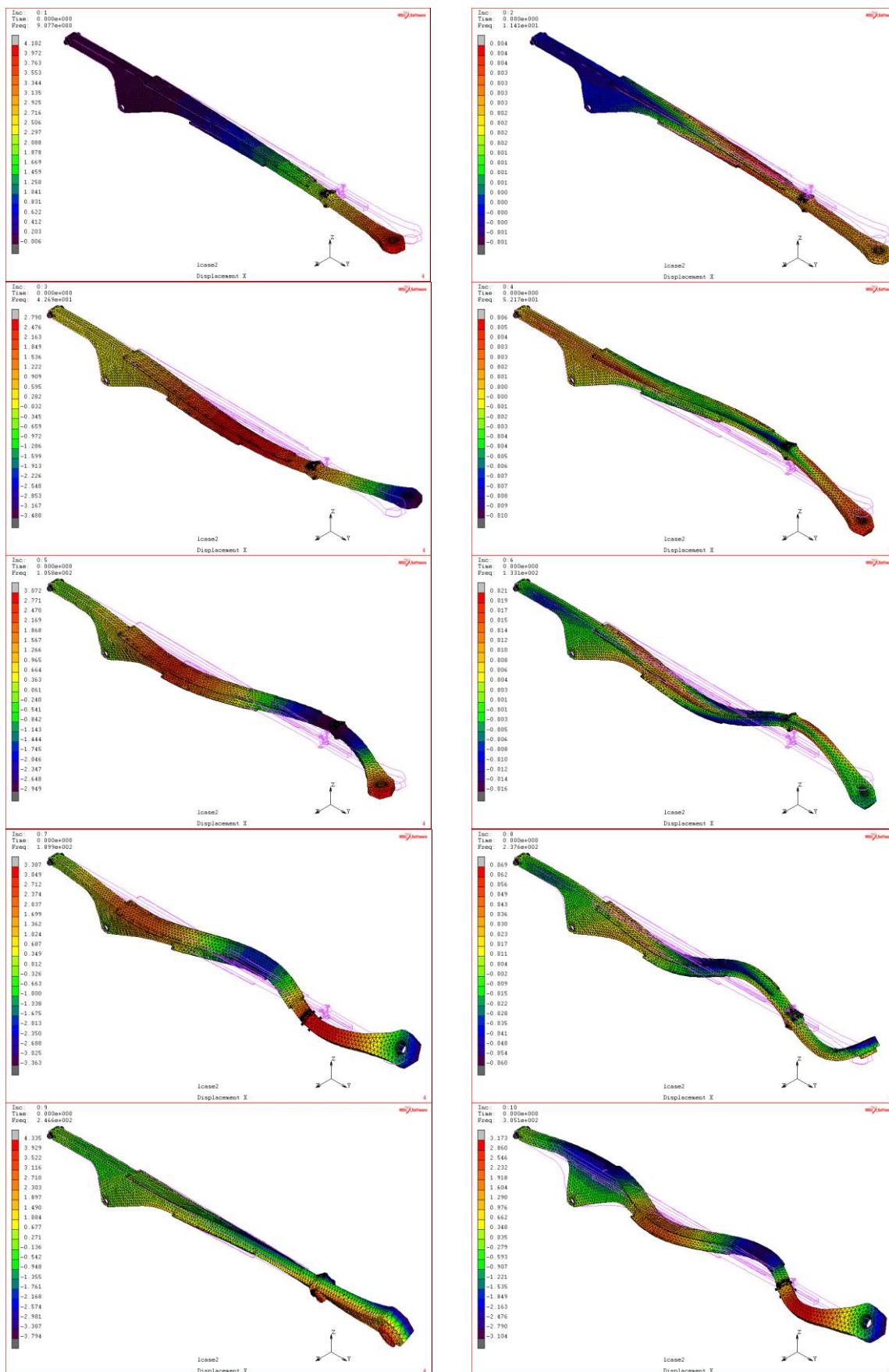
At the bottom of the window, there are two buttons: 'UPDATE' and 'OK'.

Ilustración 81. Frecuencias de resonancia en Hz para el brazo.

Las frecuencias en rpm serán:

Frecuencias naturales	
Hz	rpm
9.07714	545
11.4138	685
42.6863	2561
52.1655	3130
105.821	6349
133.078	7985
189.866	11392
237.601	14256
246.595	14796
305.064	18304

En este caso se van a mostrar las deformaciones a cada frecuencia armónica.



Se comprueban ahora las deformaciones a cada frecuencia con las cargas aplicadas sobre el brazo.

En este caso, en la primera frecuencia se tendrían valores de desplazamiento de hasta 233.5 mm. A continuación se muestra la gráfica que relaciona estos dos parámetros.

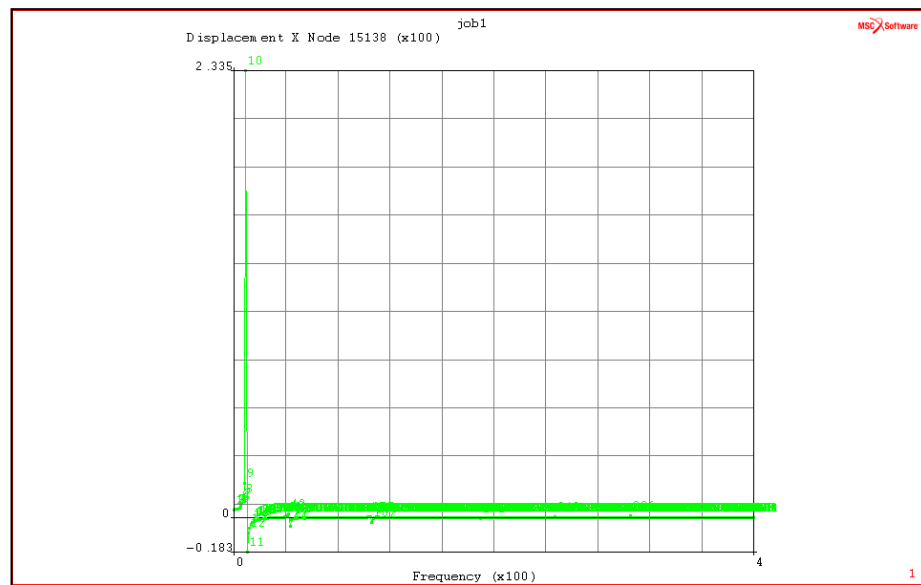


Ilustración 82. Desplazamientos (mm) a cada frecuencia (Hz)

En la siguiente imagen se muestra la deformación del brazo y el contorno en rosa representa la posición original.

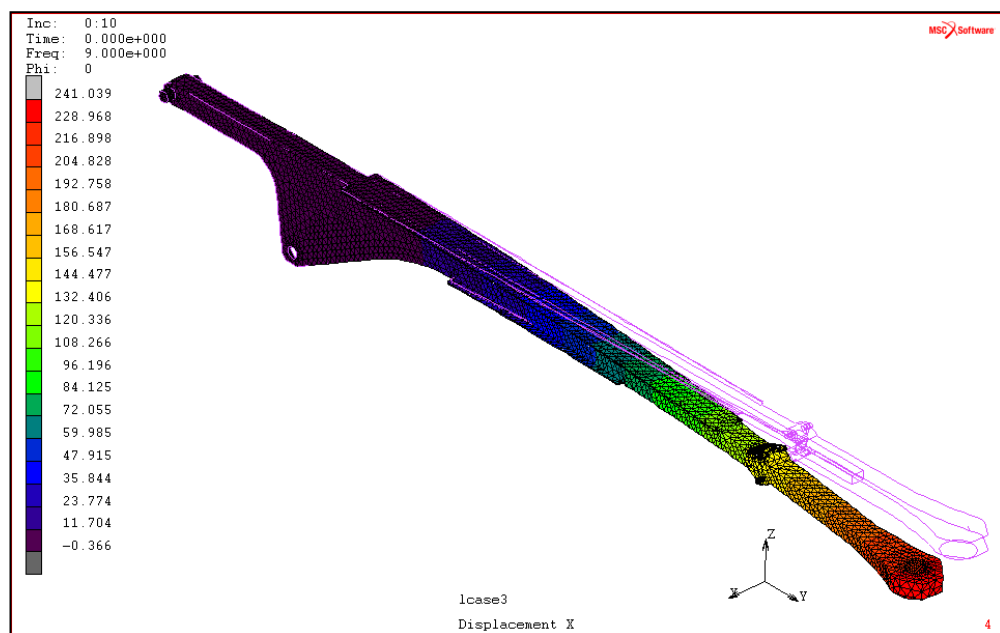
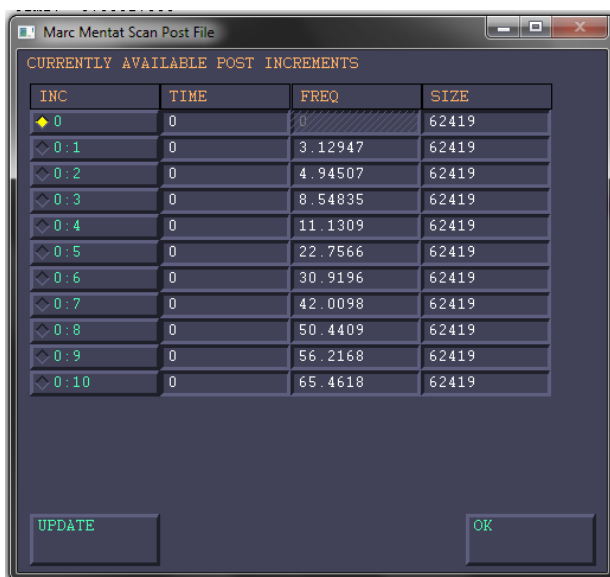


Ilustración 83. Deformación en la primera frecuencia natural.

2.8.3. Análisis del conjunto brazo y soportes.

Se comprueba también la estabilidad dinámica del conjunto del brazo con el soporte para los asientos y el soporte para el brazo. Se añade también una barra para simular el efecto que pueda tener el brazo hidráulico.

El resultado del análisis modal es el siguiente.



The screenshot shows a software window titled 'Marc Mentat Scan Post File'. Inside, there is a table titled 'CURRENTLY AVAILABLE POST INCREMENTS'. The table has four columns: INC, TIME, FREQ, and SIZE. The data is as follows:

INC	TIME	FREQ	SIZE
0	0	0	62419
0:1	0	3.12947	62419
0:2	0	4.94507	62419
0:3	0	8.54835	62419
0:4	0	11.1309	62419
0:5	0	22.7566	62419
0:6	0	30.9196	62419
0:7	0	42.0098	62419
0:8	0	50.4409	62419
0:9	0	56.2168	62419
0:10	0	65.4618	62419

At the bottom of the window, there are two buttons: 'UPDATE' and 'OK'.

Ilustración 84. Frecuencias de resonancia.

También se pueden obtener en rpm.

Frecuencias naturales	
Hz	rpm
3.12947	188
4.94507	297
8.54835	513
11.1309	668
22.7566	1365
30.9196	1855
42.0098	2521
50.4409	3026
56.2168	3373
65.4618	3928

Analizando todas las frecuencias desde 0 hasta 75Hz se tiene que los desplazamientos de un nodo en el extremo del soporte del asiento a cada frecuencia son los que se muestra en la siguiente gráfica.

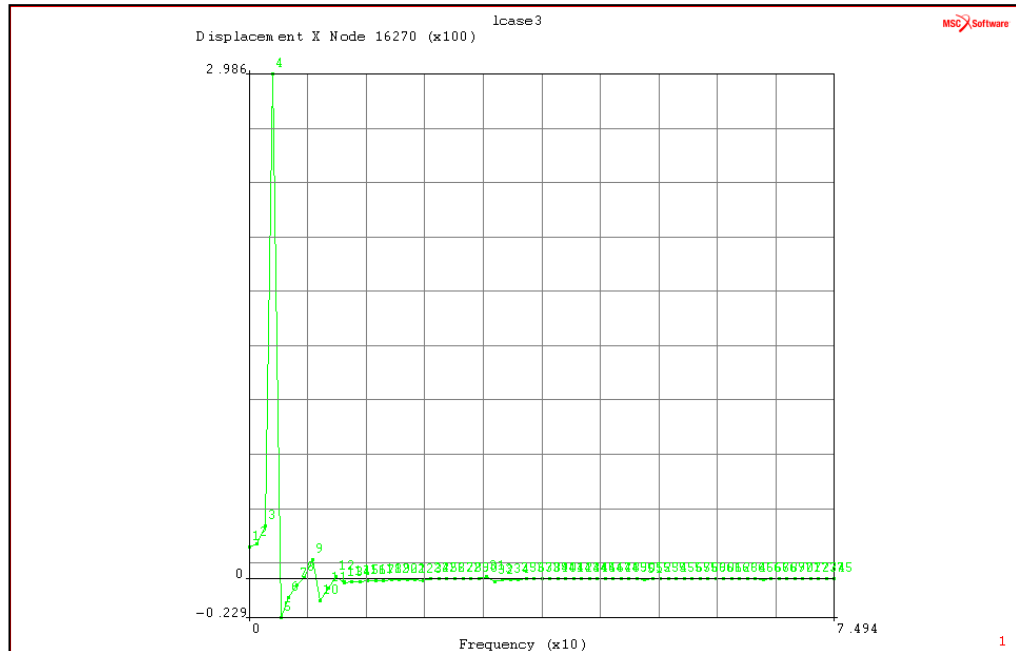


Ilustración 85. Desplazamientos (mm) a cada frecuencia (Hz)

En este caso la deformación alcanza los 298.6 mm en la primera frecuencia natural. En el resto de frecuencias no existen deformaciones excesivas.

La deformación en el primer punto de resonancia sería la que se muestra en la siguiente imagen.

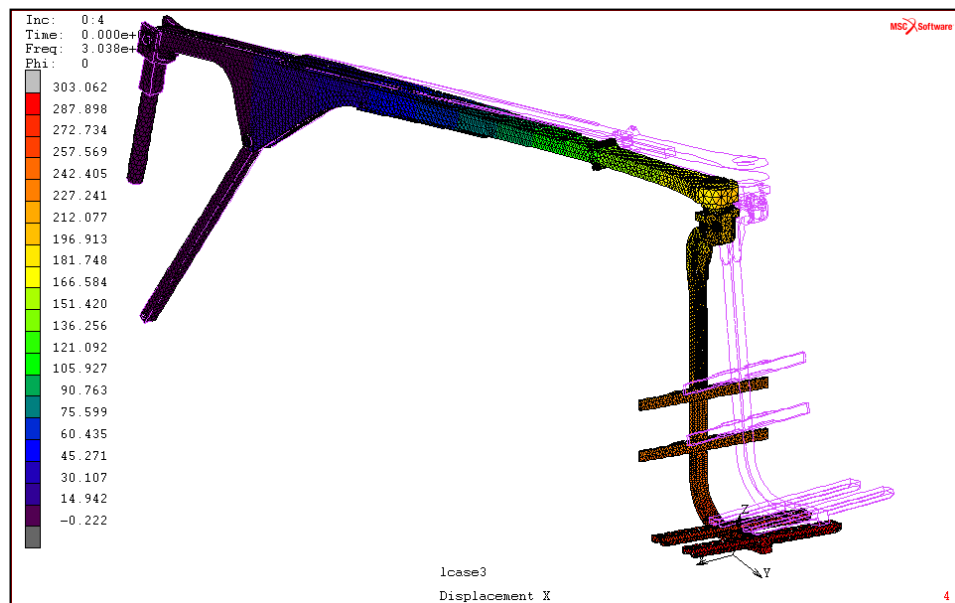


Ilustración 86. Deformación (mm) en la primera frecuencia natural.

En la segunda frecuencia la deformación sería la que se muestra a continuación

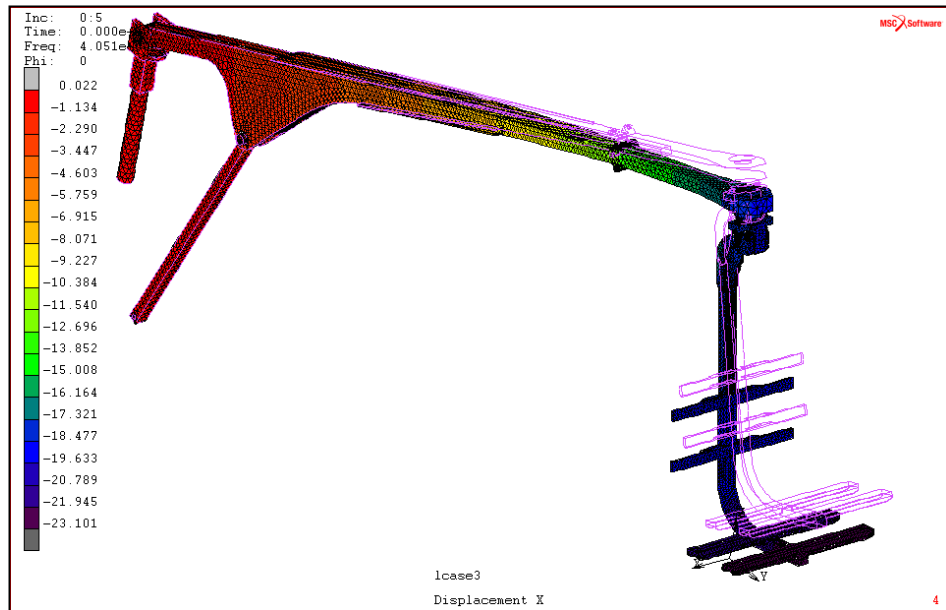


Ilustración 87. Deformación (mm) en la segunda frecuencia natural.

2.8.4. Análisis de la columna

Se realiza el análisis modal de la columna del que se obtienen las siguientes frecuencias:

CURRENTLY AVAILABLE POST INCREMENTS			
INC	TIME	FREQ	SIZE
0	0	0	23646
0:1	0	62.2818	23646
0:2	0	72.1242	23646
0:3	0	247.423	23646
0:4	0	486.253	23646
0:5	0	543.017	23646
0:6	0	738.542	23646
0:7	0	1101.56	23646
0:8	0	1227.12	23646
0:9	0	1454.78	23646
0:10	0	1643.48	23646

Ilustración 88. Frecuencias modales de la columna.

Las frecuencias de resonancia en rpm serían las siguientes:

Frecuencias naturales	
Hz	rpm
62.2818	3737
72.1242	4327
247.423	14845
486.253	29175
543.017	32581
738.542	44313
1101.56	66094
1227.12	73627
1454.78	87287
1643.48	98609

Se realiza ahora un análisis de las frecuencias de vibración armónicas. En la siguiente gráfica se puede ver como la máxima deformación se produce en la primera frecuencia de resonancia.

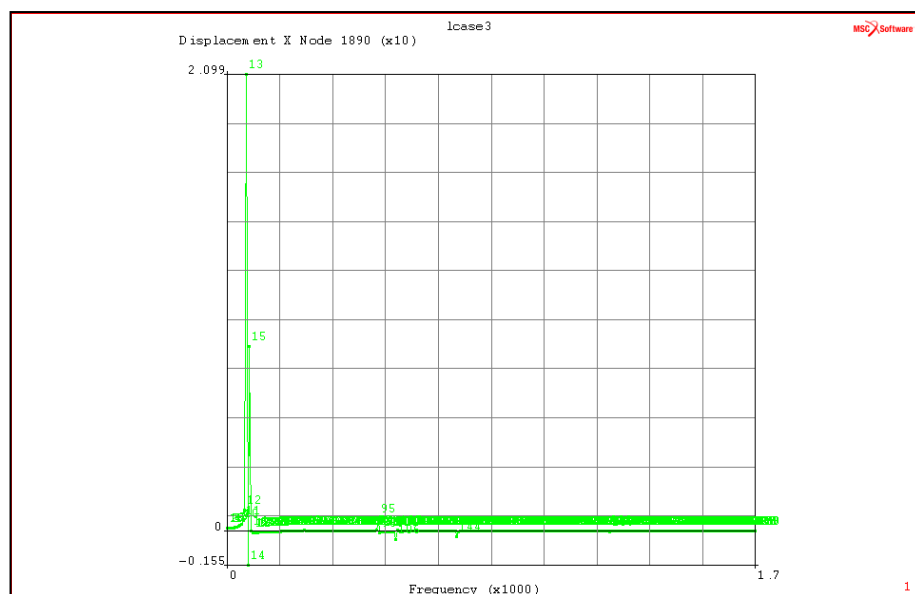


Ilustración 89. Deformación (mm) en cada frecuencia (Hz)

En la siguiente imagen se muestra la deformación en la primera frecuencia de resonancia. El contorno en morado representa la posición original.

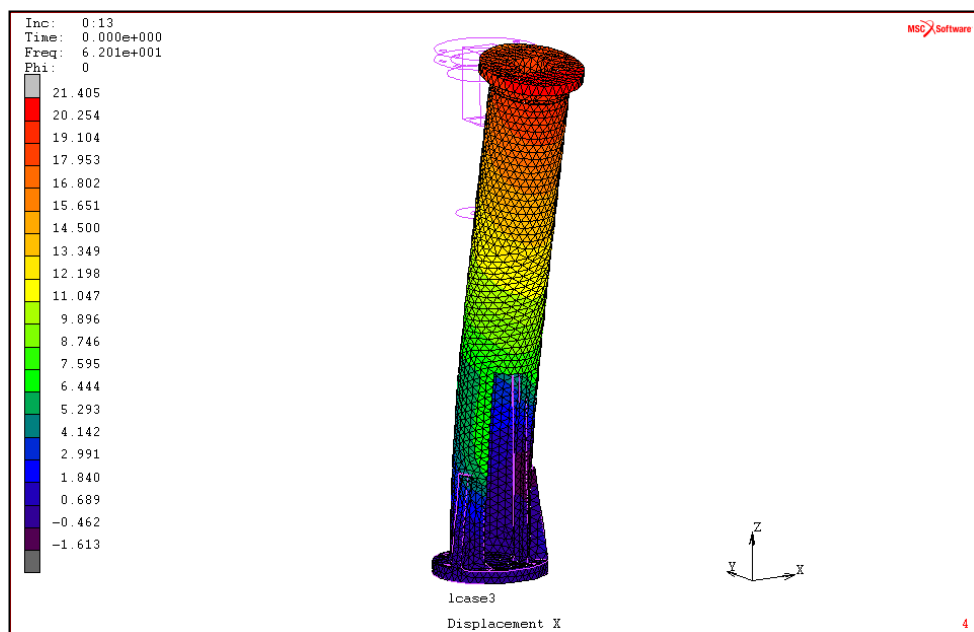


Ilustración 90. Deformación en la primera frecuencia de resonancia.

2.9. CÁLCULO DE TORNILLOS.

En este apartado se detalla el proceso de cálculo de los diferentes tornillos y pasadores que componen la atracción. El cálculo se basa en la normativa específica UNE – EN 13814:2006, lo cual supone una simplificación de la normativa UNE – EN 1993-1-8:2011 dentro de la normativa de estructuras de acero.

En primer lugar se deben mirar las fuerzas que actúan sobre las diferentes uniones. En algunos casos se calculan a mano y en otros, más complejos de realizar estimaciones a mano, se toman los datos del modelo de elementos finitos. Una vez conocidas estas fuerzas se utilizan las tablas de esfuerzos cortantes y fuerzas de pretensado incluidas en las normativas citadas. Las tablas se muestran a continuación.

Tabla 7 – Esfuerzos cortantes permitidos τ_m para una tensión predominantemente estática por tornillo, y para un área de esfuerzo cortante perpendicular al eje del tornillo

Clase de calidad	6.8	8.8	10.9
Esfuerzo cortante permitido $\tau_m \text{ N/mm}^2$	210	300	360



Tabla 8 – Fuerzas de pretensado y pares de apriete para los tornillos

Tamaño de rosca	Fuerza de pretensado admisible F_v (kN) para las distintas clases			Pares de apriete admisibles M_a (Nm) para las distintas clases		
	6.8	8.8	10.9	6.8	8.8	10.9
M 8	14	16	23	21	25	35
M 10	22	26	37	41	49	69
M 12	31	37	50	70	84	120
M 16	60	71	100	176	206	350
M 20	94	111	160	338	402	600
M 22	116	138	190	456	539	900
M24	135	160	220	588	696	1 100
M 27	177	210	290	873	1 030	1 650
M 30	216	257	350	1 177	1 422	2 200
M 33	275	326	459	1 668	1 977	2 784
M 36	323	382	510	2 134	2 524	3 340

Tabla 9 – Fuerzas de tracción admisibles $N_{R,d}$ en la dirección del eje del tornillo, para tornillos pretensados

Tensiones predominantemente estáticas para estados de carga		Tensiones de vibración para estados de carga	
Únicamente acciones permanentes	Acciones permanentes y variables	Únicamente acciones permanentes	Acciones permanentes y variables
$0,7 F_v$	$0,8 F_v$	$0,6 F_v$	$0,7 F_v$

F_v de acuerdo con la tabla 8.

Los valores de esta tabla se pueden aplicar con un coeficiente de carga parcial $\gamma_{F,F} = 1,0$ para el caso de tensiones de vibración.

Las áreas que hay que tener en cuenta para los esfuerzos cortantes se toman de la siguiente tabla. Dado que hay que tener en cuenta los filetes del tornillo resulta más efectivo utilizar esta tabla que estimar los valores a mano. Se consideran todas las roscas como roscas normales. El área que se toma en cuenta es la sección del núcleo “A₃”

Diámetro nominal “d” (mm)	Paso “P”	Diámetro flancos “d ₂ ”	Diámetro de núcleo “d ₃ ”	Sección de núcleo “A ₃ ”	Sección resistente “A ₃ ”
Rosca normal					
3	0,5	2,675	2,387	4,47	5,03
3,5	0,6	3,11	2,764	6,00	6,78
4	0,7	3,545	3,141	7,75	8,78
4,5	0,75	4,013	3,58	10,1	11,3
5	0,8	4,480	4,019	12,7	14,2
6	1	5,35	4,773	17,9	20,1
7	1	6,35	5,773	26,2	28,9
8	1,25	7,188	6,466	32,8	36,6
10	1,5	9,026	8,16	52,3	58
12	1,75	10,863	9,853	76,2	84,3
14	2	12,701	11,546	105	115
16	2	14,701	13,546	144	157
18	2,5	16,376	14,933	175	192
20	2,5	18,376	16,933	225	245
22	2,5	20,376	18,933	282	303
24	3	22,051	20,319	324	353
27	3	25,051	23,319	427	459
30	3,5	27,727	25,706	519	561
33	3,5	30,727	28,706	647	694
36	4	33,403	31,093	759	817
39	4	36,402	34,093	912	976

Ilustración 91. Dimensiones de roscas.

Con todos estos datos se pueden calcular las dimensiones de la rosca y la clase de calidad de los tornillos.

2.9.1. Cálculo del cierre de la unión entre el soporte y el brazo.

Los tornillos trabajarán únicamente a tracción por lo que solo se tendrá en cuenta la fuerza vertical. Para este caso se supone que cada tornillo debe aguantar la fuerza total a pesar de que en realidad haya 4. Por lo tanto, la fuerza de diseño de cada tornillo será de 8kN.

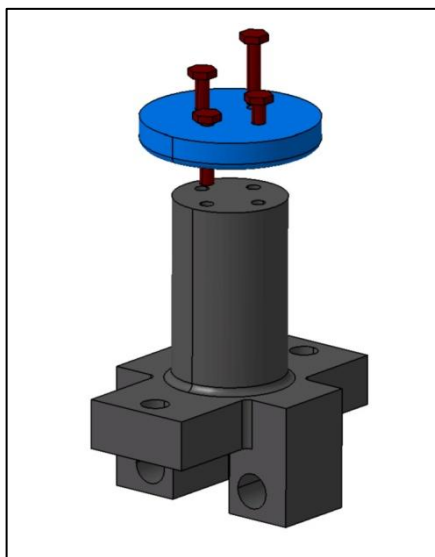


Ilustración 92. Unión del soporte. Tornillos a calcular en rojo.

Se propone una métrica de 10 y una clase de calidad de 6.8. La fuerza de pretensado (F_v) es de 22kN y la fuerza admisible es de 0,7 la fuerza de pretensado.

$$8kN < 22kN \cdot 0.7$$

Por lo tanto se considera el diseño adecuado aunque ligeramente sobredimensionado. Sin embargo, el ahorro que supone rebajar a métrica 8 no justifica la reducción en seguridad.

2.9.2. Cálculo de las uniones en el soporte de los asientos.

En este apartado se deberán calcular dos partes, los tornillos y los pasadores. Para este caso existen dos opciones de dimensionar las piezas. La primera opción sería obtener las fuerzas que hace cada uno de los componentes. La segunda sería dimensionar las dos partes por separado suponiendo que transmiten toda la fuerza. Es decir, para dimensionar el pasador suponer que no hay tornillos y viceversa. Se va a seguir la segunda opción por dimensionar los componentes con mayor grado de seguridad.

Los componentes se muestran en la siguiente imagen. En morado se representan los pasadores y en verde los tornillos.

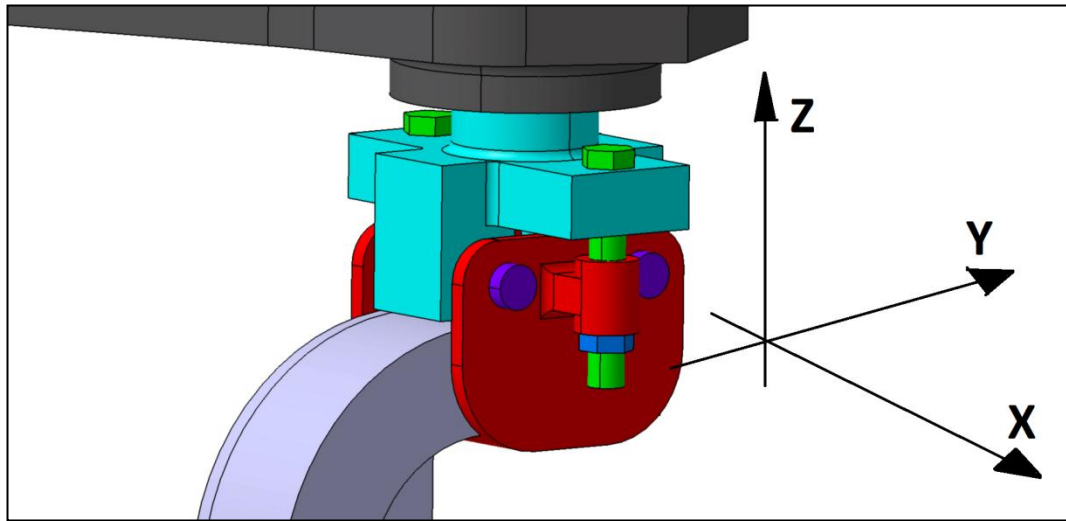


Ilustración 93. Unión del soporte del brazo. Tornillos en verde y pasadores en morado.

Las fuerzas que actúan en estos componentes serán:

F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
672	2906	8000

2.9.2.1. Pasadores

Para los pasadores se considera que únicamente soportan las fuerzas en los ejes “y” y “z” por lo que todo el esfuerzo que soporta será cortante.

La fuerza total que soporta será:

$$F_{cortante} = \sqrt{8000^2 + 2906^2} = 8511.45 \text{ N}$$

Las dimensiones previstas para el pasador son:

Diámetro = 25mm

Longitud efectiva = 100mm

Por lo tanto la tensión cortante será:

$$\tau = \frac{8511.45}{\pi \cdot 12.25^2} = 18.05 \text{ N/mm}^2$$

Lo cual es una tensión muy inferior a lo que cualquier acero podría aguantar.

2.9.2.2. Tornillos.

En este caso la fuerza axial serán 8000 N y la fuerza de cortadura será 2982.68 N.

Se elige una métrica de 20 a partir del modelo dibujado en Catia y se comprueba si será suficiente.

La fuerza en z no deberá ser superior a 0.8 veces la fuerza de pretensado. Por lo tanto se necesita una fuerza de pretensado de, como mínimo:

$$F_v = \frac{F_z}{0.8} = 10000 \text{ N} = 10 \text{ kN}$$

El esfuerzo cortante será:

$$\tau = \frac{2982.68}{245} = 12.17 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, para la métrica 20 se podría elegir un tornillo de calidad 6.8.

Se ha considerado redimensionar la pieza para ajustar mejor las dimensiones a las tensiones que han de soportar. Sin embargo, la reducción de coste material no justifica la mejora en seguridad que supone tener estas uniones críticas algo sobredimensionadas.

2.9.3. Cálculo de las uniones en el soporte del brazo.

Esta unión es la encargada de mantener juntas, durante el funcionamiento, las dos piezas que componen el soporte del brazo.

Los tornillos que se calculan son los indicados en la siguiente imagen.

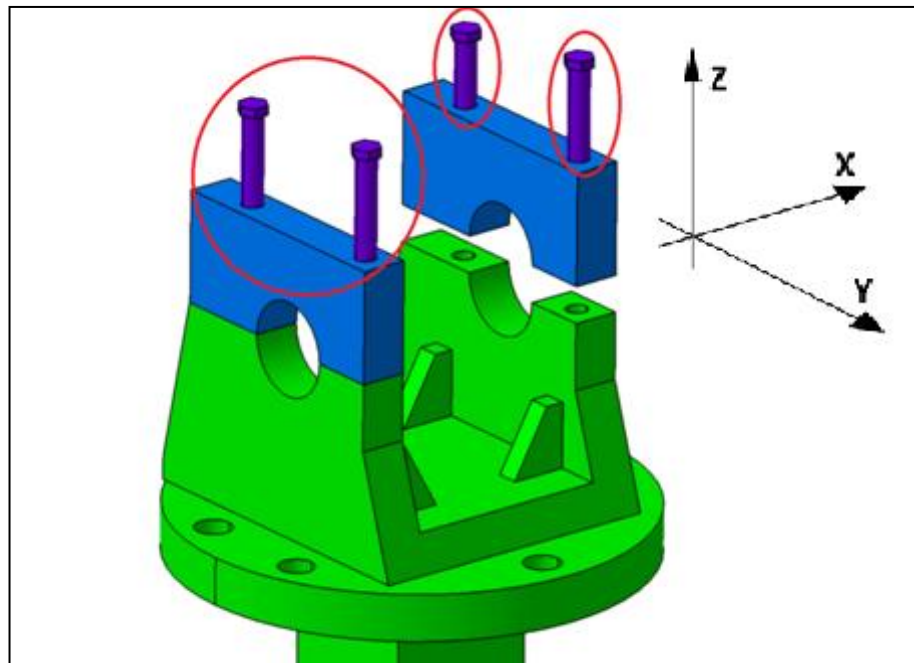


Ilustración 94. Rodeadas en rojo, las partes que se calculan en el apartado.

En este caso, las reacciones que tendrán que soportar los tornillos serán:



F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
-1005.6	-29594	43188.94

Se considera que las fuerzas se reparten de manera uniforme entre los cuatro tornillos por lo que la fuerza que soporte cada tornillo será:

F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
-251.4	-7398.5	10797.235

Las fuerzas en x y en y producirán esfuerzos cortantes y la fuerza en z será un esfuerzo de tracción.

La fuerza en z no deberá ser superior a 0.8 veces la fuerza de pretensado. Por lo tanto se necesita una fuerza de pretensado de, como mínimo:

$$F_v = \frac{F_z}{0.8} = 13496.54 \text{ N} = 13.5 \text{ kN}$$

Se supone una clase 6.8 que se comprueba a continuación. Por lo tanto se elige una métrica 12. Aunque se podría coger una métrica inferior, se prefiere esta para estar del lado de la seguridad en caso de que la suposición de que las fuerzas se reparten uniformemente entre los 4 tornillos no sea del todo cierta.

El área en el que se va a distribuir el esfuerzo cortante será, suponiendo una métrica 12, de 84.3 mm^2 .

Por lo tanto el esfuerzo cortante será:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{7402.3}{84.3} = 87.80 \text{ N/mm}^2$$

Se elegirá un tornillo de la clase 6.8.

2.9.4. Unión del soporte del brazo con la columna.

Para este caso se van a utilizar las fuerzas resultantes calculadas mediante el modelo de elementos finitos. Como se ve en la siguiente imagen, las tensiones no son iguales en todos los tornillos por lo que se dimensionará para el peor de los casos.

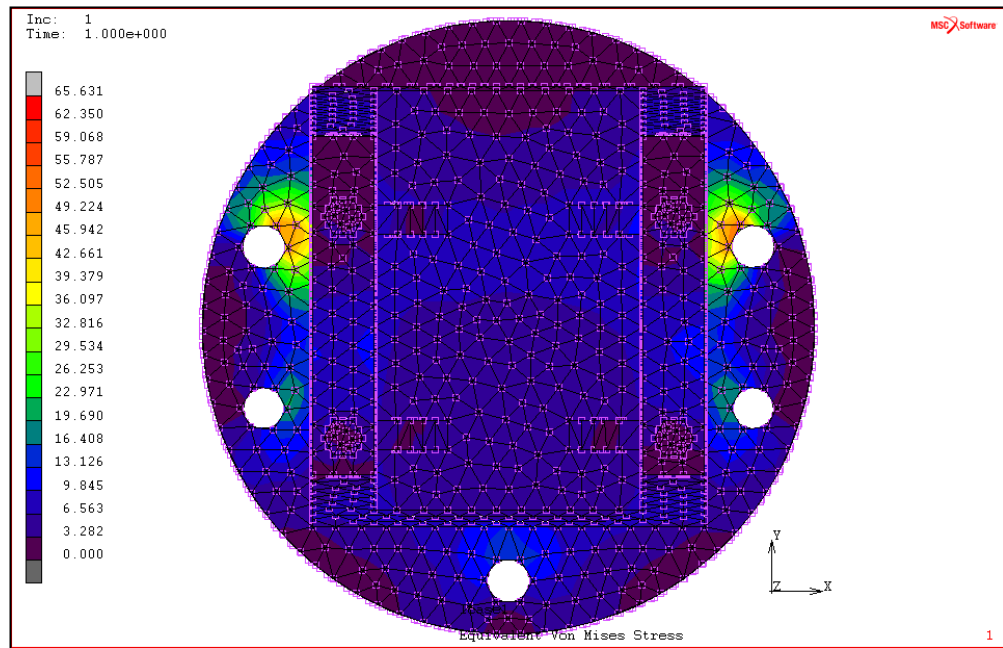


Ilustración 95. Tensión de Von Mises (MPa) en el soporte del brazo.

Se recogen las fuerzas en uno de los agujeros en todas las direcciones.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
7036.02	-5893.87	22790.88

La fuerza que producirá esfuerzos cortantes será:

$$F_{xy} = \sqrt{7036.02^2 + 5893.87^2} = 9178.41 \text{ N}$$

La fuerza vertical será F_z .

Suponiendo una métrica 10, el área del núcleo resistente será 52.3 mm^2 .

El esfuerzo cortante será:

$$\tau = \frac{9178.41}{52.3} = 175.49 \text{ N/mm}^2$$

La fuerza vertical no debería ser mayor que 0.8 veces la fuerza de pretensado.

$$F_v = \frac{F_z}{0.8} = 28488.75 \text{ N} = 28.48 \text{ kN}$$

Con estas condiciones se necesitaría un tornillo de calidad 10.9. Se aumenta el diámetro a 12 mm. De esta forma se puede elegir un tornillo de clase de calidad 6.8. La tensión cortante para esta geometría es:

$$\tau = \frac{9178.41}{76.2} = 120.45 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto, el tornillo elegido, para el caso más desfavorable será M12 6.8. Los cinco tornillos serán iguales.

2.9.5. Unión entre columna y base.

En este caso tampoco se supondrá que la fuerza se reparte de forma uniforme entre los tornillos sino que, como en el caso anterior, se obtendrá a partir del modelo de elementos finitos.

En la siguiente imagen se puede ver como las tensiones son mayores en dos de los cinco tornillos.

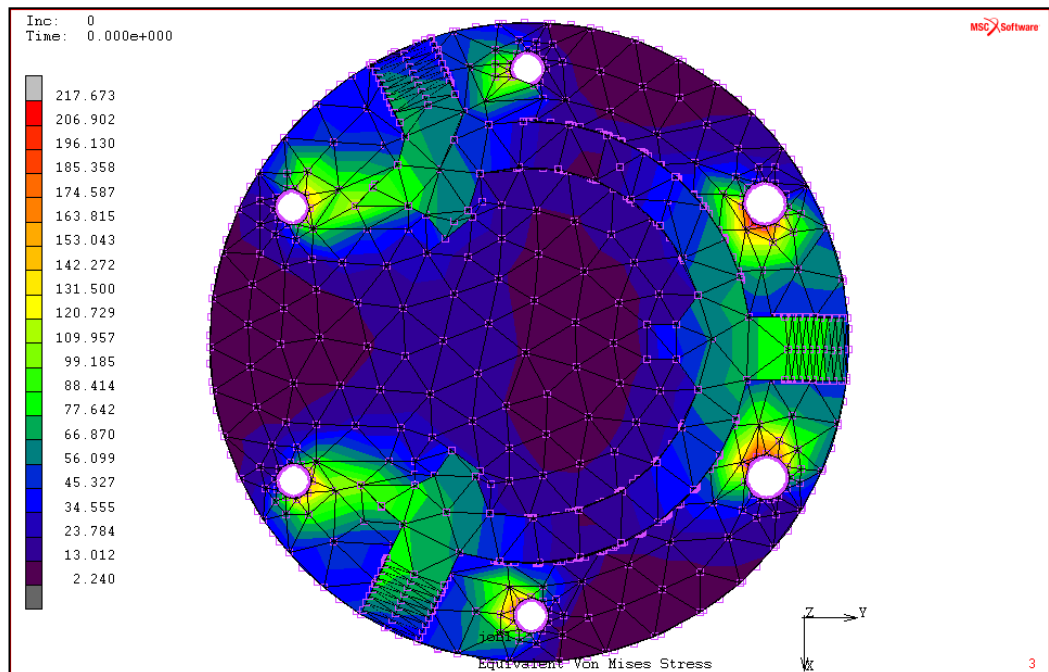


Ilustración 96. Tensiones (MPa) en los agujeros de los tornillos de la columna.

Las fuerzas en los dos tornillos con posiciones más desfavorables serán:

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
20285.62	-10531.30	104807.34

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
-22324.14	-11950.67	107154.16

Se tomará para el cálculo las fuerzas de la segunda tabla.

La fuerza en el plano xy será:



$$F_{xy} = \sqrt{22324.14^2 + 11950.67^2} = 25321.64 \text{ N}$$

La fuerza vertical será la correspondiente a F_z .

La fuerza de pretensado necesaria es:

$$F_v = \frac{F_z}{0.8} = 133942.7 \text{ N} = 133.94 \text{ kN}$$

Por lo tanto será necesario un tornillo de métrica 20 y calidad 10.9 o métrica 22 y calidad 8.8.

En cuanto a los esfuerzos cortantes, suponiendo una longitud de tornillo de 30 mm serán:

- Caso de M20

$$\tau = \frac{25321.6}{245} = 103.35 \text{ N/mm}^2$$

- Caso de M22

$$\tau = \frac{25321.6}{303} = 83.57 \text{ N/mm}^2$$

En cualquiera de los dos casos se podría elegir cualquier clase de calidad.

Finalmente se elige la métrica 20 clase 10.9.

2.10. ELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

En el siguiente apartado se va a detallar el proceso seguido para la elección de los rodamientos de las uniones que lo requieren. El dato que se obtiene al final del cálculo es la vida del rodamiento bajo las condiciones de funcionamiento en el peor caso. Según la normativa UNE-EN 13814:2006 este tipo de uniones deben aguantar 5000 horas de funcionamiento puesto que se consideran componentes sustituibles de la maquinaria de seguridad crítica.

Todos los cálculos y rodamientos se basan en las indicaciones y los catálogos del proveedor SKF.

2.10.1. Unión entre el soporte del asiento y el brazo.

Las piezas que se unen mediante rodamientos se muestran en la siguiente imagen.

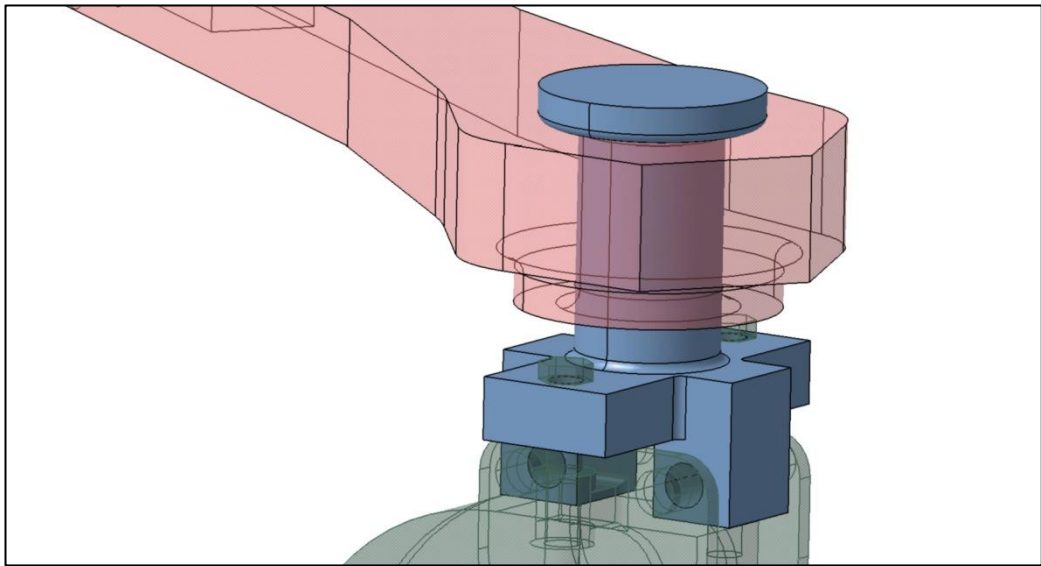


Ilustración 97. Piezas en rojo (transparente) y azul unidas por rodamientos.

La pieza azul debe poder girar sobre su propio eje y además debe ser capaz de transmitir al brazo los esfuerzos producidos en los asientos. Por lo tanto se cree necesario el uso de tres rodamientos. Dos de ellos para la parte cilíndrica y otra para la superficie plana. A efectos de cálculo se supondrá como si sólo uno de los rodamientos soportase toda la carga. De esta manera se está del lado de la seguridad y se evitan estimaciones de distribuciones de carga que puedan ser erróneas.

2.10.1.1. Rodamiento en zona cilíndrica.

Para la elección del rodamiento se debe conocer en primer lugar el tipo de fuerzas a las que se va a ver sometido.

En este caso las fuerzas van a ser radiales ya que los esfuerzos axiales se transmitirán a través de otros rodamientos.

La fuerza de diseño será:

$$F = \sqrt{672^2 + 2906^2} = 2982.68$$

El segundo dato importante será la velocidad de rotación relativa entre las dos partes en contacto. Para obtener este dato se recurre a los resultados obtenidos a partir del modelo de Matlab. El resultado es el siguiente.

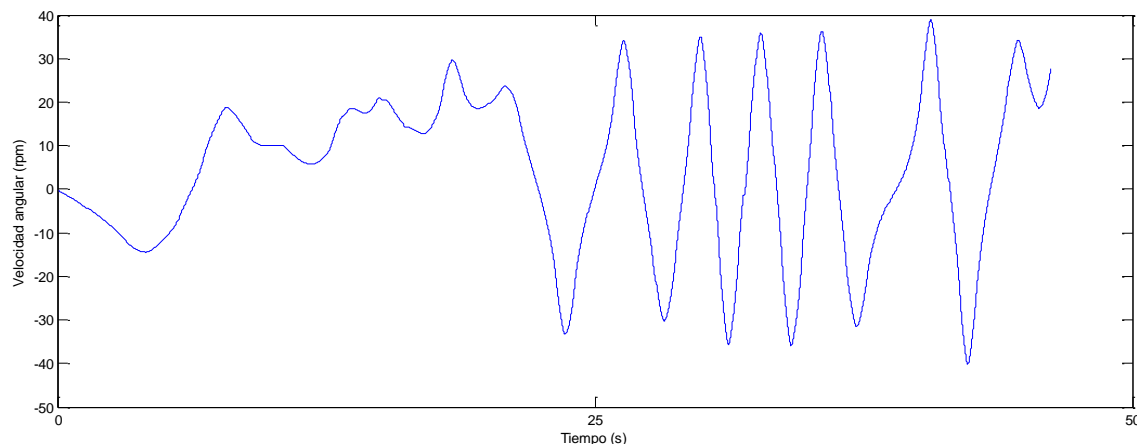


Ilustración 98. Velocidad angular relativa entre las partes en estudio.

Como se puede ver, la velocidad máxima de rotación entre las dos partes es aproximadamente 40 rpm.

También se tiene como dato el diámetro interior requerido. Para este rodamiento se requiere un diámetro de 65mm.

Se elige un rodamiento 61816 de bolas rígidas, cuyas características son las siguientes:

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
61816	80	100	10	13	15

Donde:

d: diámetro interior

D: Diámetro exterior

B: Anchura

C: Capacidad de carga dinámica

C₀: Capacidad de carga estática

Para calcular la vida se debe conocer primero la viscosidad del aceite que se debe utilizar. Para ello el proveedor proporciona las siguientes gráficas realizadas en base a su experiencia.

Diagrama 5: Estimación de la viscosidad cinemática mínima a la temperatura de funcionamiento

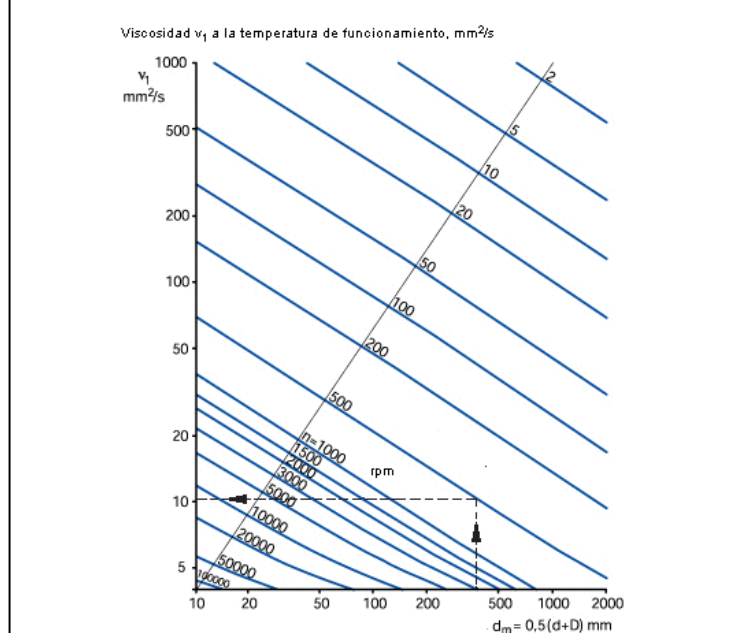
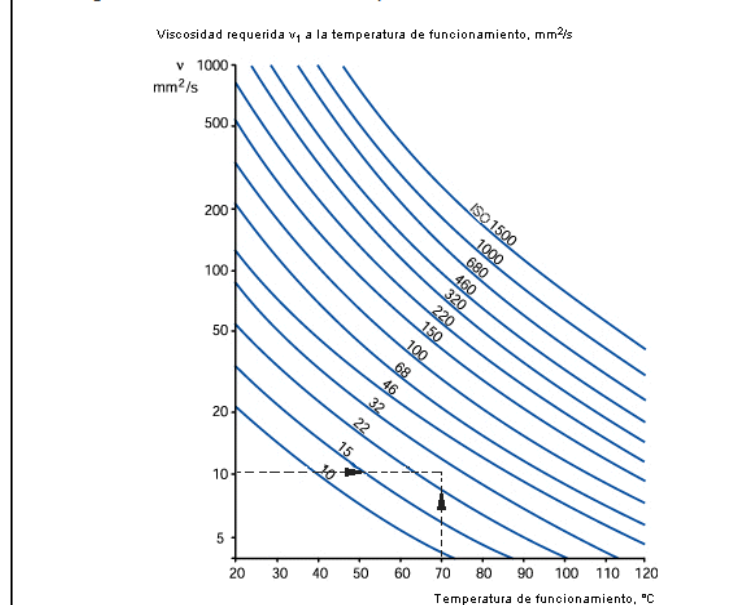


Diagrama 6: Viscosidad cinemática a la temperatura de referencia



Se tiene que $d_m = 0.5 \cdot (d + D) = 0.5 \cdot (80 + 100) = 90 \text{ mm}$ y que $n = 40 \text{ rpm}$. Entrando en la primera gráfica se obtiene una viscosidad de $225 \text{ mm}^2/\text{s}$. Para esta viscosidad y suponiendo una temperatura de funcionamiento de 60°C se necesitaría un aceite ISO 680.

Con estas condiciones se puede calcular la vida del rodamiento con el programa proporcionado por el proveedor.

El resultado sería el siguiente:

SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c 0.5

Rodamiento **61816**

d [mm] 80

D [mm] 100

C [kN] 13

P_u [kN] 0.64

P [kN] 2.98

n [r/min] 40

v [mm/s] 225

Calcular

L_{10} 83 L_{10h} 34600

K 1.11

v_1 203

a_{SKF} 2.42 L_{10m} 200 L_{10mh} 83800

Método antiguo a_{23} para una comparación

a_{23} 1.07 L_{10a} 89 L_{10ah} 37100

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "Lubricación con grasa"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Ilustración 99. Cálculo de vida para el rodamiento 61816.

Los datos más interesantes de cara a este PFC son L_{10} y L_{10h} . El primer parámetro indica los millones de revoluciones que aguanta la pieza, 83 millones de revoluciones. El segundo indica el número de horas de funcionamiento, 34600 horas. Por lo tanto, se comprueba que el rodamiento es válido desde el punto de vista de la vida de funcionamiento.

En la siguiente imagen se ve el rodamiento elegido para esta unión.



Ilustración 100. Rodamiento de bolas 61816

2.10.1.2. Rodamiento en zona plana.

La velocidad para esta unión será igual que en el caso anterior. Se tomará como caso más desfavorable $n=40 \text{ rpm}$

Las fuerza de diseño, calculada también en el apartado 2.6. Cálculo de fuerzas, será $F = 8000 \text{ N}$ la cual se considera puramente axial.

El proceso seguido es igual que en el caso anterior.

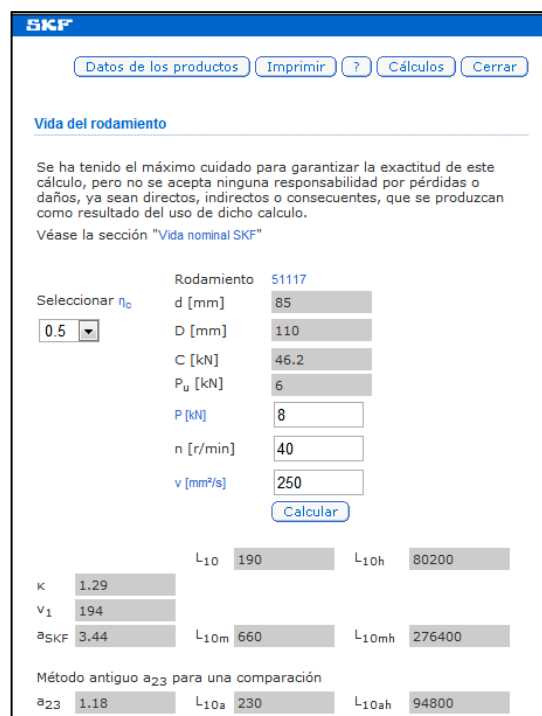
El rodamiento elegido será un rodamiento axial de bolas de simple efecto con código de proveedor 51117. Las dimensiones principales serán las siguientes:

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
51117	85	110	19	46.2	163

$$d_m = 0.5 \cdot (85 + 110) = 97.5 \text{ mm}$$

Con estos datos se obtiene que la viscosidad, a una temperatura de referencia normalizada, es de $250 \text{ mm}^2/\text{s}$. Para una temperatura de funcionamiento de 60°C se necesitará un aceite ISO 680.

Con el dato de viscosidad se puede calcular la vida del rodamiento. El cálculo se puede ver en la siguiente imagen.



SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Vida nominal SKF"

Rodamiento 51117

Seleccionar η_c 0.5

d [mm] 85

D [mm] 110

C [kN] 46.2

P_u [kN] 6

P [kN] 8

n [r/min] 40

v [mm²/s] 250

Calcular

L₁₀ 190 L_{10h} 80200

κ 1.29

v₁ 194

a_{SKF} 3.44 L_{10m} 660 L_{10mh} 276400

Método antiguo a₂₃ para una comparación

a₂₃ 1.18 L_{10a} 230 L_{10ah} 94800

Ilustración 101. Cálculo de vida para el rodamiento 51117.

Donde $L_{10} = 190$ millones de ciclos y $L_{10h} = 80200$ horas de funcionamiento. Por lo tanto se comprueba que el rodamiento elegido está muy por encima del requisito de vida impuesto por la normativa.

En la siguiente imagen se puede ver el rodamiento elegido para esta unión.



Ilustración 102. Rodamiento 51117.

2.10.2. Unión entre el brazo y el soporte del brazo.

Otra de las uniones que requieren de este tipo de accionamientos es la unión entre el brazo (en rojo transparente) y su soporte (en verde y azul). En la siguiente imagen se muestran las piezas en estudio.

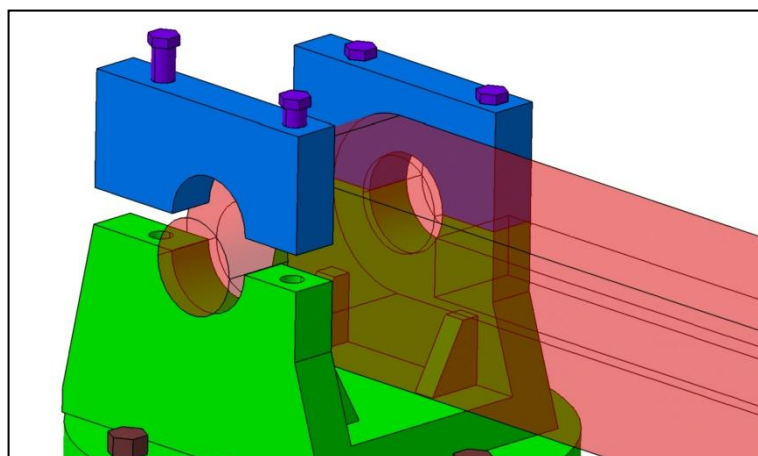


Ilustración 103. Piezas en rojo (transparente), verde y azul unidas por rodamientos.



Al igual que en los casos anteriores, será necesario saber la velocidad relativa entre las dos partes y las fuerzas que actúan sobre la unión. Todo esto es conocido a partir de los modelos utilizados tanto en Catia, Marc o Matlab.

Las fuerzas serán las siguientes.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
-1005.6	-29594	43188.94

Al haber dos rodamientos se supone que las fuerzas se dividirán de manera uniforme entre ambos, por lo que las fuerzas de diseño serán:

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
502.8	14797	21594.47

Las fuerzas en y y en z serán radiales, siendo la fuerza total 26.2 kN mientras que la fuerza en x será axial.

Al haber mucha fuerza radial y poca axial se considera que no es necesario colocar un rodamiento axial y otro radial. Se elige un rodamiento de rodillos cónicos capaz de soportar cargas tanto axiales como radiales.

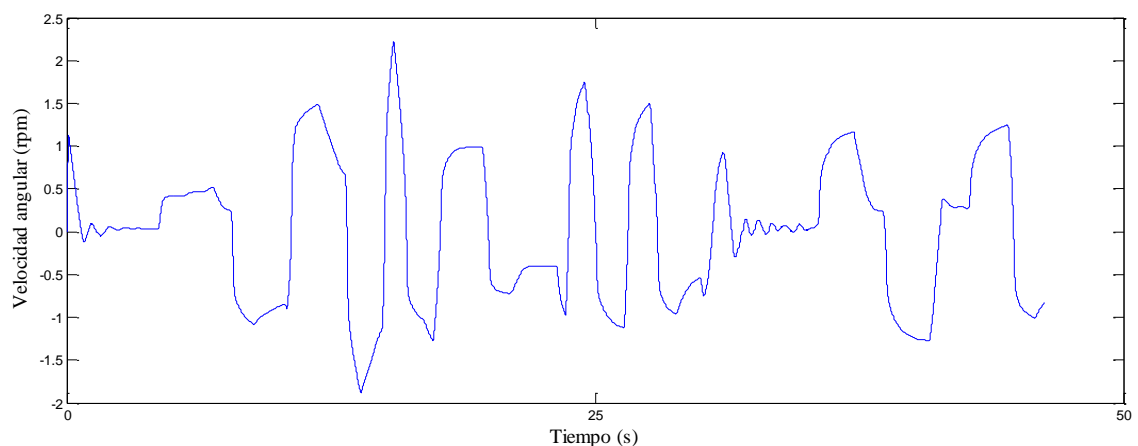
Se elige el rodamiento 32010 X/Q según el catálogo del proveedor.

Las dimensiones principales serán:

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
32010 X/Q	50	80	20	60.5	88

$$d_m = 0.5 \cdot (50 + 80) = 65 \text{ mm}$$

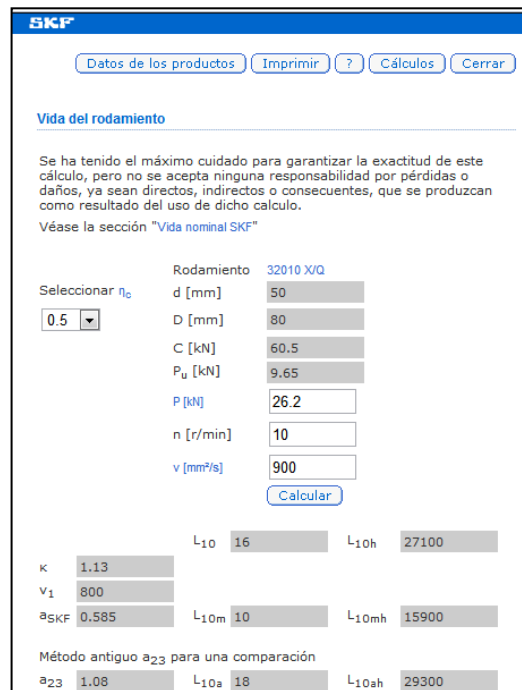
La velocidad angular se puede ver en la siguiente imagen.



Se puede ver como la velocidad angular máxima en esa unión no supera las 2.5 rpm. A efectos de cálculo resulta una velocidad muy pequeña y no resulta útil para calcular la viscosidad. Por ello se utiliza una velocidad de diseño de 10 rpm.

Por lo tanto, la viscosidad requerida para la temperatura de referencia será de 900 mm²/s. El aceite para una temperatura de trabajo de 60°C será un ISO 1500.

La vida del rodamiento con estas condiciones de diseño se muestra en la siguiente imagen.



SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c 0.5

Rodamiento 32010 X/Q

d [mm] 50

D [mm] 80

C [kN] 60.5

P_u [kN] 9.65

P [kN] 26.2

n [r/min] 10

v [mm²/s] 900

Calcular

L₁₀ 16 L_{10h} 27100

κ 1.13

v₁ 800

a_{SKF} 0.585 L_{10m} 10 L_{10mh} 15900

Método antiguo a₂₃ para una comparación

a₂₃ 1.08 L_{10a} 18 L_{10ah} 29300

Ilustración 104. Cálculo de vida para el rodamiento 32010 X/Q.

Donde L₁₀ son 16 millones de revoluciones y L_{10h} son 27100 horas de funcionamiento. Por lo tanto, el rodamiento cumple con el requisito de vida.

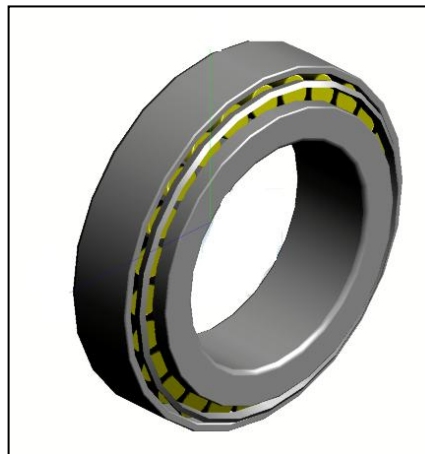


Ilustración 105. Imagen del rodamiento 32010 X/Q

2.10.3. Unión entre el brazo y el actuador hidráulico.

Otro punto en el que se transmiten fuerzas a la vez que se produce un giro relativo entre las dos partes es la unión entre el actuador hidráulico y el brazo. En la siguiente imagen se puede ver esta unión con el brazo en rojo transparente, el pasador en amarillo y parte del actuador en azul.

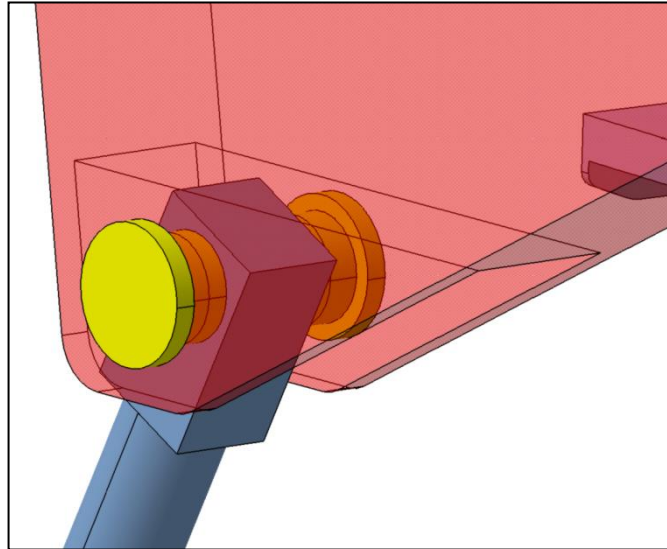
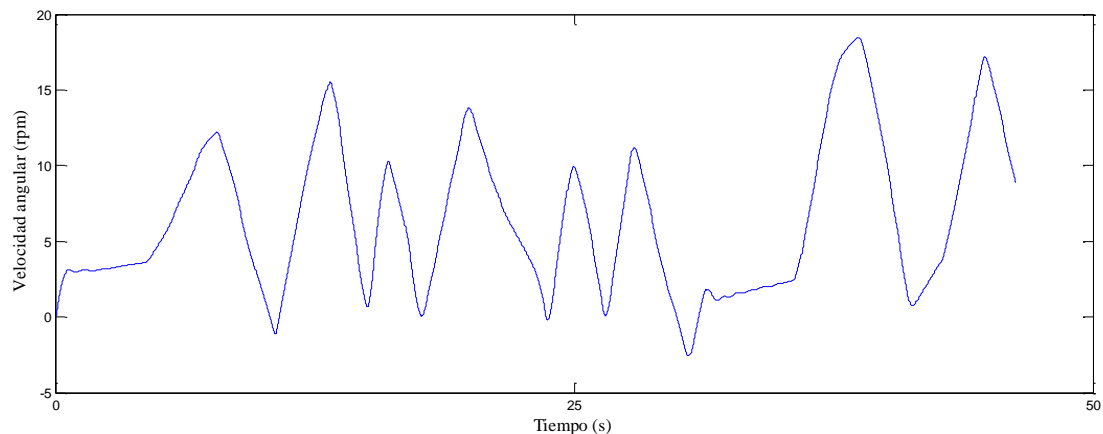


Ilustración 106. Unión entre el actuador y el brazo.

La velocidad angular de la unión entre las dos partes se puede ver en la siguiente gráfica.



Se puede ver como la velocidad puede llegar a las 20 rpm por lo que se tomará esta velocidad como valor de diseño.

Las fuerzas se pueden calcular a partir del modelo de elementos finitos. Se podrían tomar los valores de las reacciones calculados en el predimensionado pero resulta más exacto tomar los valores obtenidos del modelo. Teniendo en cuenta que habrá dos rodamientos, la fuerza en cada uno de ellos será:



F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
1918.45	35779.5	20632.55

Las fuerzas F_y y F_z serán radiales y la fuerza F_x será axial. Por lo tanto, resulta más conveniente utilizar un rodamiento de rodillos cónicos capaz de soportar fuerzas axiales y radiales. La fuerza total será 41302.25N

El radio interior será de 50 mm.

Con estos datos se elige el rodamiento 33110 Q según el catálogo de proveedor.

Las dimensiones principales serán:

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_0 (kN)
33110 Q	50	85	20	85.8	122

$$d_m = 0.5 \cdot (50 + 80) = 65 \text{ mm}$$

La viscosidad a la temperatura de referencia será 450 mm²/s y para trabajar a 60°C se necesitará un aceite ISO 1500.

SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Rodamiento **33110/Q**

Seleccionar η_c **0.5**

d [mm] **50**

D [mm] **85**

C [kN] **85.8**

P_u [kN] **13.4**

P [kN] **41.3**

n [r/min] **20**

v [mm²/s] **450**

Calcular

L_{10} **11** L_{10h} **9530**

K **1.05**

V_1 **430**

a_{SKF} **0.501** L_{10m} **6** L_{10mh} **4780**

Método antiguo a_{23} para una comparación

a_{23} **1.03** L_{10a} **12** L_{10ah} **9830**

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "Lubricación con grasa"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Ilustración 107. Cálculo de vida para el rodamiento seleccionado

2.10.4. Unión entre el actuador hidráulico y la base.

En la siguiente imagen se pueden ver las partes afectadas en este apartado. Aunque el diseño del actuador no es el real ya que se elegirá de un proveedor, sí que se definen el tamaño de los agujeros, las fuerzas y la velocidad de rotación. Con estos datos se puede elegir el rodamiento para la unión.

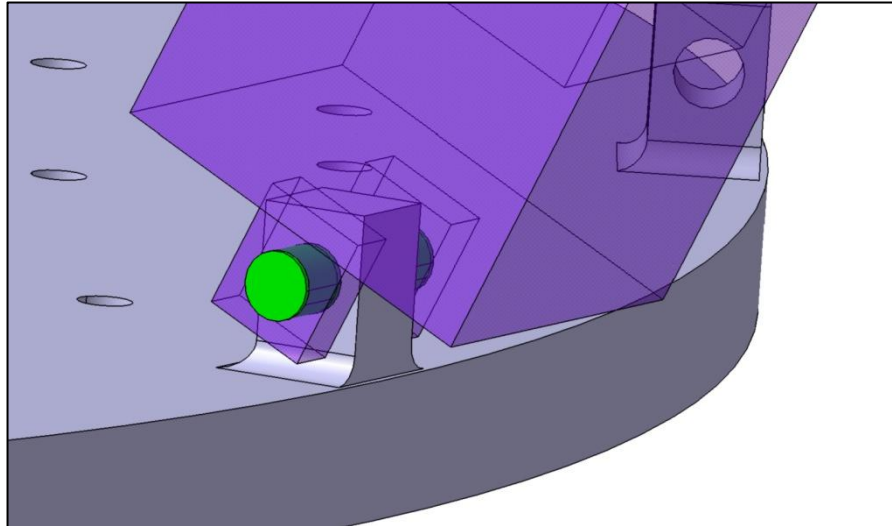
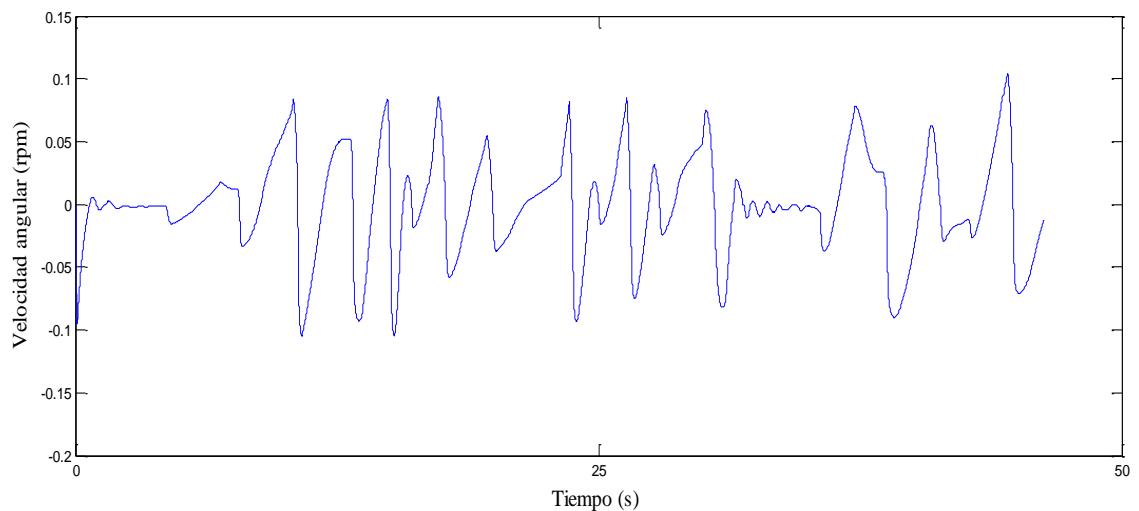


Ilustración 108. Unión entre el actuador (morado transparente) y la base (gris)

En la siguiente imagen se muestra la velocidad angular entre las dos partes.



En la gráfica anterior se puede ver como la velocidad de rotación es muy baja. La señal parece aleatoria y podría considerarse prácticamente ruido. Sin embargo, se va a considerar una velocidad de rotación de 2 rpm para poder realizar un cálculo de vida del rodamiento elegido. Es la mínima velocidad que proporciona el proveedor.

Las fuerzas serán las siguientes.



F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
457.5	20569	51090

La fuerza F_x será axial y las fuerzas F_y y F_z serán radiales. Por lo tanto se tiene una fuerza radial total de 55075.15 N.

Como diámetro interior del rodamiento se tomará 25 mm. Se elegirá un rodamiento capaz de soportar tanto esfuerzos axiales como radiales. Como en casos anteriores, éste será un rodamiento de rodillos cónicos.

El rodamiento elegido será el 32305 J2. Su diámetro medio será 43.5 mm. Para una velocidad de rotación de 2 rpm se necesitaría un aceite de viscosidad 1200 mm²/s a la temperatura de referencia. Para la temperatura de 60°C se necesitaría un aceite ISO 1500.

Las características del rodamiento son:

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
32305 J2	25	62	25,25	60,5	63

El cálculo de vida sería el siguiente.

SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_c 0.5

Rodamiento 32305 J2

d [mm] 25

D [mm] 62

C [kN] 60.5

P_u [kN] 7.1

P [kN] 55.07

n [r/min] 2

v [mm²/s] 1200

Calcular

L₁₀ 1 L_{10h} 11400

K xx

v₁ 3951

a_{SKF} xx L_{10m} xx L_{10mh} xx

Método antiguo a₂₃ para una comparación

a₂₃ xx L_{10a} xx L_{10ah} xx

Ilustración 109. Cálculo de vida para el rodamiento 32305 J2

El rodamiento aguantaría 1 millón de ciclos lo cual se traduce en 11400 horas de funcionamiento. Cumple con la restricción impuesta por la normativa de tener un mínimo de 5000 horas de funcionamiento.

El rodamiento visto en 3 dimensiones sería el siguiente:

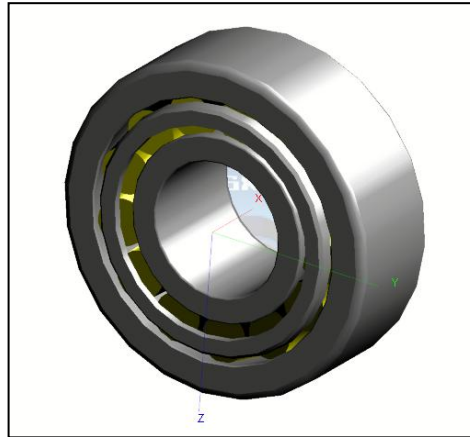


Ilustración 110. Rodamiento 32305 J2.

2.10.5. Unión entre la base y el chasis del remolque.

En este apartado se calcula el rodamiento situado entre la base de la atracción y el chasis del remolque a la que va anclada. Se va a suponer que las fuerzas son totalmente axiales.

En la siguiente imagen se muestra las dos partes implicadas. La base en rojo transparente y una aproximación del chasis en gris.

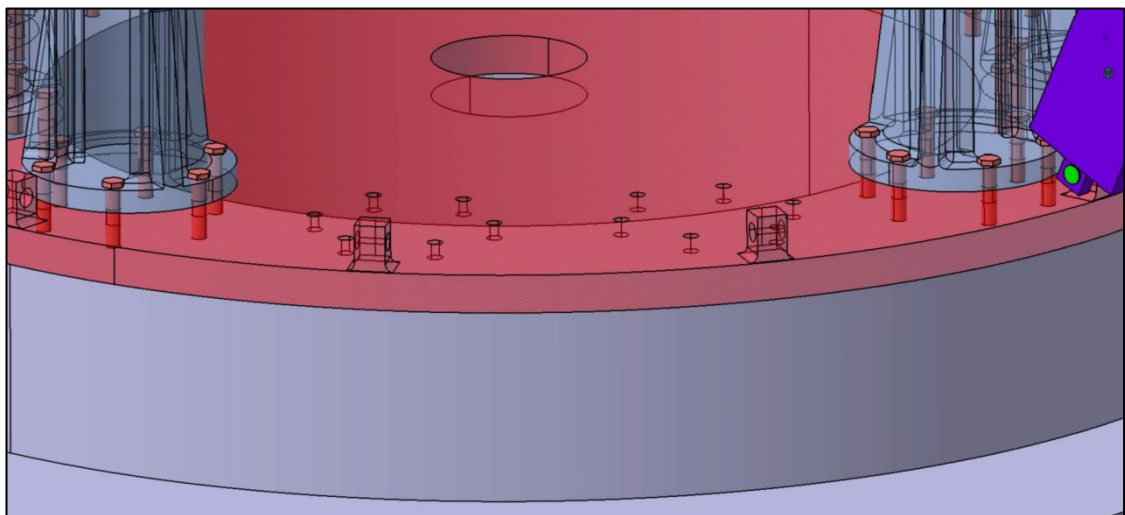
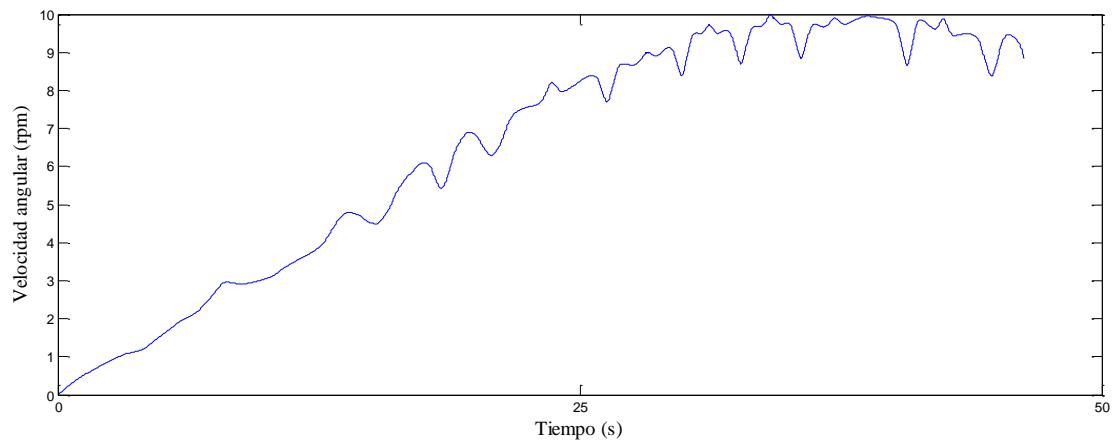


Ilustración 111. Partes en rojo transparente (base) y gris (chasis) unidas por un rodamiento.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)
-2156.21	1979.94	-51164.11



Se elige el rodamiento 294/1000 EF según catálogo del proveedor. Este rodamiento es axial de rodillos a rótula.

Las dimensiones son las siguientes.

	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
294/1000 EF	1000	1670	402	31100	140000

La viscosidad a la temperatura de referencia será 180 mm²/s y para trabajar a 60°C se necesitaría un aceite ISO 460.

SKF

Datos de los productos Imprimir ? Cálculos Cerrar

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.
Véase la sección "Vida nominal SKF"

Seleccionar η_o 0.5

Rodamiento 294/1000 EF

d [mm] 1000

D [mm] 1670

C [kN] 31100

P_u [kN] 8650

P [kN] 51.1

n [r/min] 10

v [mm²/s] 180

Calcular

L_{10} 1.9E9 L_{10h} 3.1E12

κ 1.12

v_1 160

a_{SKF} xx L_{10m} xx L_{10mh} xx

Método antiguo a_{23} para una comparación

a_{23} 1.08 L_{10a} 2.0E9 L_{10ah} 3.4E12

Ilustración 112. Cálculo de vida para el rodamiento 294/1000 EF

Se comprueba como la vida es muy superior al mínimo requerido por la norma. No se ha encontrado otro rodamiento de menor calidad que se adecúe a los requerimientos geométricos impuestos. Con el fin de reducir el precio se podría contactar con el proveedor y pedir una oferta de un rodamiento de las mismas dimensiones pero de menor calidad y más barato.

A continuación se muestra una imagen del rodamiento elegido.



Ilustración 113. Rodamiento 294/1000 EF

En este punto se consideró la idea de utilizar un rodamiento hidrostático en vez de un rodamiento convencional. Sin embargo se estimó que era más económico utilizar el convencional por su mayor simplicidad y menor necesidad de mantenimiento.



2.10.6. Resumen.

Resumiendo lo visto en los apartados anteriores se tiene que todos los rodamientos cumplen con las especificaciones de carga y de vida impuestas por la normativa. Para cada unión se ha elegido un tipo de rodamiento diferente para poder satisfacer dichas especificaciones. En la siguiente tabla se resume el rodamiento, el tipo y la unión donde se sitúa.

Rodamiento	Tipo	Unión
61816	Bolas rígidas	Soporte asiento y brazo
51117	Axial de bolas con simple efecto	Soporte asiento y brazo
32010 X/Q	Rodillos cónicos	Brazo y soporte brazo
33110 X/Q	Rodillos cónicos	Brazo y actuador hidráulico
32305 J2	Rodillos cónicos	Actuador hidráulico y base
294/1000EF	Axial de rodillos a rótula	Base y chasis

2.11. ELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO.

Para elegir un motor eléctrico será necesario, en primer lugar, calcular la potencia requerida.

La potencia se calcular como

$$P = T \cdot \omega$$

Siendo:

P: potencia en W

T: par en N·m

ω : velocidad angular en rad/s

El par, teniendo en cuenta que hay 10 brazos se calcula como:

$$T = \sum_{i=1}^{10} F_i \cdot r_i + F_2 \cdot r_2 + F_3 \cdot r_3$$

Donde cada fuerza será la masa del elemento por la aceleración en el plano horizontal. Esta aceleración se calcula como la aceleración angular α por la distancia entre el eje central y el centro de gravedad.

$$a = \alpha \cdot r$$

Siendo:

a: aceleración lineal en m/s^2

α : aceleración angular en rad/s^2

r: distancia entre el eje de rotación y el centro de gravedad de la pieza en m.

Por lo tanto quedaría de la siguiente manera.

$$T = \sum_{i=1}^{10} m_i \cdot \alpha \cdot r_i^2 + m_2 \cdot \alpha \cdot r_2^2 + m_3 \cdot \alpha \cdot r_3^2$$

En la siguiente imagen se intenta aclarar la situación de los centros de gravedad y los radios a los que se hace referencia en las formulas anteriores.

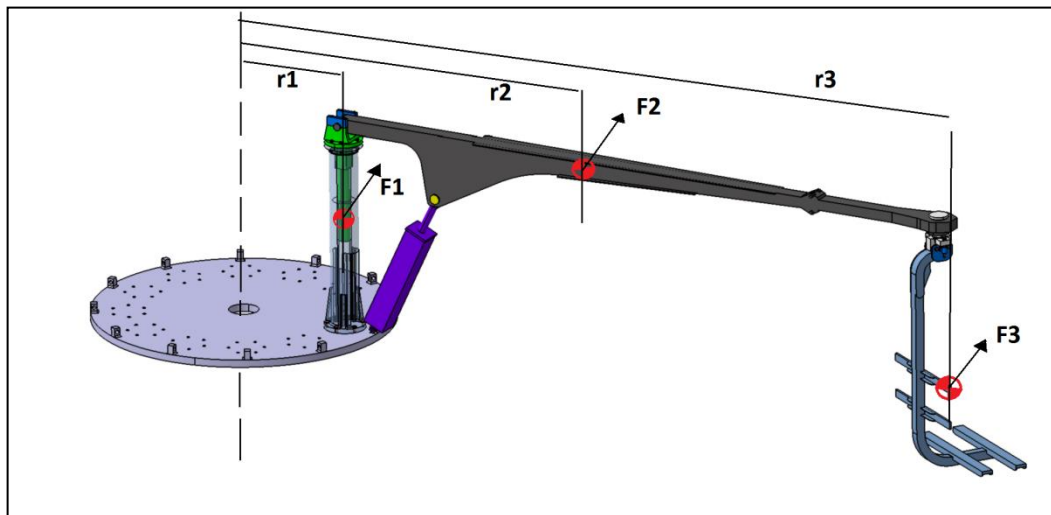


Ilustración 114. Esquema de fuerzas y distancias para calcular la potencia.

En este caso se tiene que las masas y las distancias son las siguientes:

Pieza	m (kg)	r (m)	alfa	F (N)	M (N·m)
1	266.35	0.75	0.135	26.9679375	20.3
2	400	2.1	0.135	113.4	238.1
3	296.4	5.1	0.135	204.0714	1040.7

El momento total será,

$$M_T = 10 \cdot (20.3 + 238.1 + 1040.7) = 12991 \text{ N} \cdot \text{m}$$



La velocidad angular son 10 rpm que convertido a rad/s sería

$$\omega = 10 \cdot \frac{2\pi}{60} = 1.047 \text{ rad/s}$$

Por lo tanto la potencia requerida será:

$$P = 12991 \cdot 1.047 = 13604.15 \text{ W}$$

El motor se elegirá de un fabricante, concretamente Siemens. Se puede configurar el motor con los requisitos necesarios para finalmente obtener una hoja de características del mismo.

El motor se elegirá asíncrono. Las máquinas asíncronas pueden producir par a cualquier velocidad menos a la de sincronismo por lo que son comúnmente utilizadas como motores. Se caracterizan también por su gran relación potencia/peso, alta robustez, fiabilidad gran capacidad de sobrecargas y bajo coste.

Además será trifásica por dos motivos principales. Por un lado pueden suministrar una potencia mayor que las monofásicas. Por otro, se tiene en cuenta que la alimentación eléctrica se hará desde la red general del municipio donde se encuentre situada la atracción. Por lo tanto será de 230V 50Hz o de 400V 50Hz.

Otra de las condiciones será que el motor sea de jaula de ardilla. Esto se debe a que, en comparación con el de rotor bobinado, es más barato, más pequeño y más ligero. Otra de las grandes ventajas es el menor mantenimiento necesario lo cual también contribuye enormemente a la reducción de costes. También es más fácil acoplar un variador de velocidad, siendo el conjunto más barato que una máquina de rotor bobinado.

Por lo tanto, con estas premisas, el motor elegido es el **1LA5207-0AB60** según la referencia del proveedor, Siemens. En la siguiente hoja se muestran las características principales suministradas por el fabricante.

SIEMENS

Hoja de datos de motores con rotor de jaula

Datasheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors

datos de pedido

1LA5207-0AB60

Ordering data:

número de pedido del cliente / Client-order:

número de pedido Siemens / Order-no.:

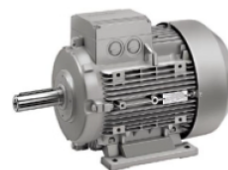
número de oferta / Offer-no.:

observación / Remarks:

número de ítem / Item-no.:

número de envío / Consignment-no.:

proyecto / Project:



Datos eléctricos / Electrical data			
tensión nominal / Rated motor voltage	(6) 400 V, 50 Hz (6) 400 V, 50 Hz		
frecuencia / Frequency	50 Hz		
	1. Polz.	2. Polz.	3. Polz.
potencia nominal / Rated motor power	17 kW	27 kW	?TAK_AB K
velocidad nominal / Rated motor speed	730 1/ min	1465 1/ min	
par o torque nominal / Rated motor torque	223.0 Nm	177.0 Nm	
null / Rated motor current	40.50 A	50.50 A	
null / IA/IN	5.4	6.6	
null / MK/MN	2.5	2.5	
null / MA/MN	2.4	2.3	
rendimiento o eficiencia	89.0	89.0	
factor de potencia / Power factor	0.68	0.86	

Datos mecánicos / Mechanical data	
momento de inercia / Moment of inertia	0.3700 kg m²
Rodamiento LA / Bearing DE	6212 ZC3
Rodamiento LCA / Bearing NDE	6212 ZC3
fijación del rodamiento / Locating bearing	rodamiento fijo en LCA (estándar) locating bearing NDE (standard)
agujeros de drenaje o anticondensación / Drain holes	No No
dispositivo de reengrase / Regreasing device	No No
lubricante / Type of lubrication	Esso Unirex N3
período de reengrase: 40 °C / Relubrication interval at 40 °C	20000
cantidad de grasa \:40 °C / Quantity of grease for relubrication at 40 °C	- 9
borne de tierra externo / External earthing	No No
pintura / Paintwork	pintura normale en RAL 7030 (gris piedra)

Tipo de protección E / Explosion protection
tipo de protección / Type of protection

<i>Condiciones ambientales / Site conditions</i>	
temperatura ambiente / <i>Ambient temperature</i>	-20,0 °C - +40,0 °C
altitud sobre nivel del mar / <i>Altitude above sea level</i>	1000 m
normas y prescripciones / <i>Standards and specifications</i>	IEC, DIN, ISO, VDE, EN

Datos generales / General data	
tamaño Frame size	200 L
forma constructiva / Type of construction	(0) B3 (0) B3
peso kg, sin accesorios / Weight in kg, without optional accessories	157.0 kg
materia de la carcasa / Frame material	Aluminio aluminum
tipo de protección / Degree of protection	IP 55
tipo de refrigeración / Method of cooling, TEFC	IC 411
la clase vibración / Vibration class	A
aislamiento / Insulation	155(F) utilización 130(B) 155(F) utilized to 130(B)
clase de servicio / Duty type	S1
velocidad nominal / Direction of rotation	bidireccional bidirectional

Caja de bornes / Terminal box	
materia de la caja de bornes / Material of terminal box	Aluminio Aluminum
tipo de caja de bornes / Type	gk 430
rosca del tornillo de contacto / Terminal screw thread	M6
máxima sección de cable a conectar / Max. cable cross-sectional area	25.0 mm²
diámetro de cables de entrada de... a... / Cable diameter from ... to ...	27,0 mm - 35,0 mm
entradas de cables / Cable entry	2xM50x1,5
prensaestopas / Cable gland	2 tapones de cierre 2 plugs

Versiones especiales / Special configurations

Los datos técnicos de pedido están sujetos a cambios. Podrían haber discrepancias entre los valores calculados y los datos de placa/Technical and ordering data Version: 01.03.2012
generiert / generated Sun May 20 17:46:29

2.12. CÁLCULO DE ENGRANAJES.

En el siguiente apartado se van a calcular los engranajes necesarios para transmitir la fuerza del motor a la base. Para ello se seguirán las pautas de la norma ANSI/AGMA 2001-D04. En primer se calcularán las relaciones de transmisión, diámetros y velocidades de los engranajes que componen la transmisión de potencia entre el motor y la base. Una vez definidos los diámetros se calculará la tensión a partir de la expresión de Lewis. De esta manera se podrán dimensionar los parámetros fundamentales de los engranes. Finalmente se comprobará la resistencia con las expresiones de la norma AGMA.

2.12.1. Cálculo de la relación de transmisión.

2.12.1.1. Opciones valoradas.

Para la transmisión se valoraron 3 opciones. Una transmisión directa entre motor y base, una transmisión en una etapa y finalmente una transmisión en 2 etapas. En la siguiente imagen se muestra (de izquierda a derecha) las opciones descritas.

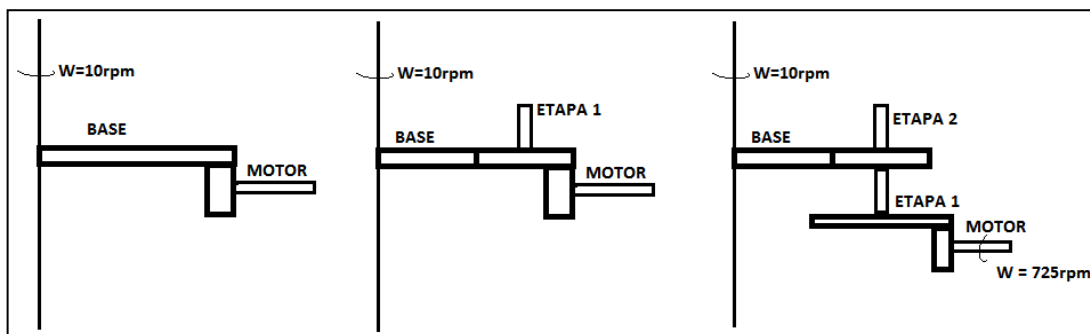


Ilustración 115. Opciones valoradas para la transmisión.

En la primera opción la reducción necesaria sería muy grande. Habría que pasar de una velocidad de 725 rpm a una velocidad de 10 rpm por lo que los engranajes podrían soportar esfuerzos excesivos. Además, el diámetro del engranaje del motor es más pequeño que el vástago de salida del motor lo cual representa un problema adicional.

En la segunda opción el problema está en encontrar un engranaje intermedio que satisfaga las condiciones impuestas por el engranaje de salida del motor y el de la base. Para la salida del motor se impone un diámetro de 80mm y una velocidad de 725rpm. En la base, el diámetro sería de 2000mm y la velocidad de 10rpm. Con estas condiciones no se encuentra un engranaje que pueda encajar.

Finalmente se considera la opción de reducir en 2 etapas. De esta manera se satisface por un lado la condición que impone la salida del motor y por otro la condición que impone la base.

2.12.1.2. Cálculo.

Para nombrar los engranajes se sigue el siguiente esquema y nomenclatura.

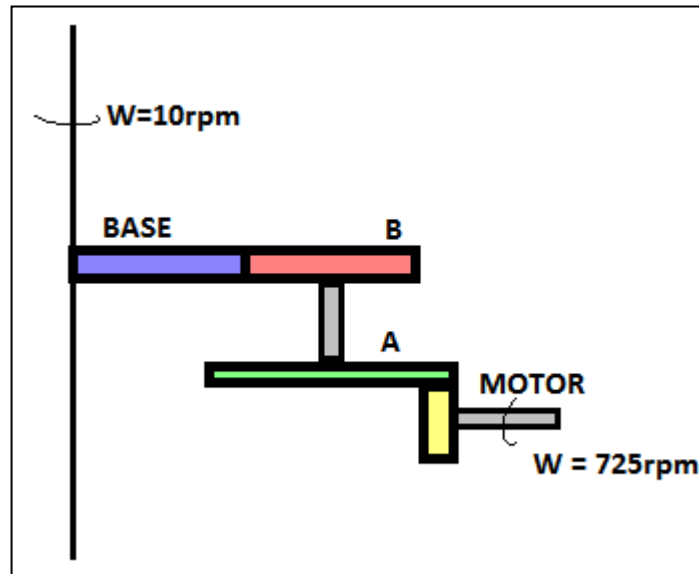


Ilustración 116. Transmisión definitiva y nomenclatura de engranajes.

Las relaciones de transmisión serán las siguientes:

$$D_{base} \cdot \omega_{base} = D_B \cdot \omega_B$$

$$\omega_B = \omega_A$$

$$D_{motor} \cdot \omega_{motor} = D_A \cdot \omega_A$$

Sustituyendo los valores conocidos en las expresiones anteriores se tiene que:

$$2000 \cdot 10 = D_B \cdot \omega_B$$

$$\omega_B = \omega_A$$

$$80 \cdot 725 = D_A \cdot \omega_A$$

Ahora se tiene que encontrar un diámetro y una velocidad que satisfaga ambas condiciones. Sin embargo, con estas ecuaciones se podrían obtener infinitos diámetros y velocidades que cumplan con las condiciones. Por tanto, se impone que la velocidad de los engranajes intermedios sea de 200 rpm aproximadamente. Con esta condición se tiene que:

$$D_B = \frac{2000 \cdot 10}{200} = 100 \text{ mm}$$

$$D_A = \frac{80 \cdot 725}{200} = 290 \text{ mm}$$



Se recurre ahora a la fórmula de Lewis para poder dimensionar otros parámetros del engranaje.

2.12.2. Cálculo por Lewis.

La expresión que se va a utilizar será:

$$\sigma = \frac{F}{b \cdot m \cdot Y} \quad (\text{ec. 2.12.1})$$

Donde:

σ : tensión en kg/cm^2

F: fuerza tangencial en kg

b: ancho de diente en cm

m: módulo en cm

Y: factor de Lewis

La fuerza tangencial se calcula como

$$F_t = F \cdot \cos (20)$$

Donde F es:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{13604 \text{ N} \cdot \text{m}}{1 \text{ m}} = 13604 \text{ N}$$

Siendo T el par calculado en el apartado anterior y r el radio exterior de la base donde se engranará la transmisión.

Por lo tanto, la fuerza en todos los casos será de 12783 N o 1278.3 kgf.

En todos los engranajes se consideran dientes con dentado normal y con un ángulo de 20° .

2.12.2.1. Engranaje “MOTOR”.

Los datos de partida son $D = 80\text{mm}$ y $\omega = 725 \text{ rpm}$. El máximo módulo que se puede tener para este engranaje es de 8 mm por lo tanto se toma este como definitivo. Esto dará un número de dientes de 10. El ancho de diente se toma como 150 mm para tratar de disminuir las tensiones sin aumentar el diámetro y evitando así modificar la relación de transmisión. El factor de Lewis para $z = 10$ será 0.201. Sustituyendo en la expresión 2.12.1 se tiene que:

$$\sigma = \frac{1278}{15 \cdot 0.8 \cdot 0.201} = 529.85 \text{ kg/cm}^2$$



Por lo tanto, se necesitaría una fundición gris ASTM 50 cuya tensión admisible es de 1050 kg/cm^2 .

2.12.2.2. Engranaje “A”

Los datos de partida son $D=290 \text{ mm}$, $\omega = 200 \text{ rpm}$ y $m = 8 \text{ mm}$. El módulo tiene que ser el mismo que el engranaje motor para que se cumpla la condición de engrane.

El número de dientes se calcula como

$$z = \frac{D}{m} = \frac{290}{8} = 36.25$$

Como el número de dientes debe ser un número entero, se impone que $z = 36$ y $m = 8 \text{ mm}$. Con esto se obtiene un diámetro de 288 mm y una $\omega = 201.38 \text{ rpm}$.

Sustituyendo los valores en la expresión de Lewis (2.12.1) se obtiene:

$$\sigma = \frac{1278}{15 \cdot 0.8 \cdot 0.377} = 282.5 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, se necesitaría una fundición gris ASTM 25 cuya tensión admisible es de 560 kg/cm^2 .

2.12.2.3. Engranaje “B”

Para este engranaje se debe recalcular el diámetro ya que se ha cambiado la velocidad de giro que viene impuesta por el engranaje A.

$$D_B = \frac{2000 \cdot 10}{201.38} = 99.31 \text{ mm}$$

Sin embargo, para este diámetro y un módulo de 8 mm no se obtiene un número entero de dientes. Habrá que escoger un diámetro de 96 mm para obtener una $z = 12$. Esto hará que la velocidad de la base pase de 10 rpm a 9.66 rpm .

El ancho será de 150 mm y el valor de Y para 12 dientes es de 0.245 y entonces, sustituyendo en la expresión de Lewis (2.12.1) se obtiene:

$$\sigma = \frac{1278}{15 \cdot 0.8 \cdot 0.245} = 434.7 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, se necesitaría una fundición gris ASTM 25 cuya tensión admisible es de 560 kg/cm^2 .

2.12.2.4. Engranaje “BASE”

En este caso, el diámetro serán 2000 mm el módulo 8 (condición de engrane impuesta por el engranaje B) y velocidad 9.66 rpm .



El número de dientes será 250 por lo que $Y = 0.467$ y se considera un ancho de 100 mm. Sustituyendo en la expresión 2.12.1 se obtiene:

$$\sigma = \frac{1278}{10 \cdot 0.8 \cdot 0.467} = 342.1 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, se necesitaría una fundición gris ASTM 25 cuya tensión admisible es de 560 kg/cm^2 .

2.12.2.5. Resumen.

A modo de resumen y para facilitar la comprensión de los datos se elabora la siguiente tabla donde se recogen los parámetros más importantes.

ENGRANAJE	D (mm)	m (mm)	z	b (mm)	ψ	σ (kg/cm ²)	ω (rpm)
Motor	80	8	10	150	18.75	529.85	725
A	288	8	36	150	18.75	282.5	201.38
B	96	8	12	150	18.75	434.7	201.38
Base	2000	8	250	100	12.5	342	9.66

Donde:

D: diámetro

m: módulo

z: número de dientes

b: ancho de diente

Ψ : factor de ancho de diente. Se calcula como b/m

σ : sigma obtenida a partir de la expresión de Lewis

ω : velocidad de giro del engranaje

2.12.3. Cálculo de las tensiones con la norma ANSI/AGMA 2001-D04.

Para este cálculo se toman como dimensiones de partida las determinadas con la expresión de Lewis para cada engranaje. Además, se añaden factores que mayoran la tensión producida y minoran la tensión admisible para obtener una estimación más real de las tensiones producidas.

La expresión que se va a utilizar a lo largo de estos cálculos será, para la tensión de trabajo, la siguiente:



$$\sigma_t = \frac{K_0 \cdot K_s \cdot K_m}{J \cdot K_v} \cdot \left[\frac{100 \cdot F_t}{\psi \cdot m^2} \right] \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

(ec. 2.12.2.)

Donde:

σ_t = tensión de trabajo en kg/cm^2

K_0 = factor de corrección por sobrecarga

K_s = factor de corrección por tamaño

K_m = factor de corrección por distribución de la carga

K_v = factor de dinámico

J = factor geométrico

F_t = fuerza tangencial en kgf

m = módulo en mm

ψ = factor de ancho de diente.

Para la tensión admisible se utilizará:

$$\sigma_{ad}^A = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot \sigma_{ad}$$

Donde:

σ_{ad}^A : es la tensión admisible de diseño en kg/cm^2

σ_{ad} : es la tensión admisible del material en kg/cm^2

K_L : es el factor de corrección por vida

K_T : es el factor de corrección por temperatura

K_R : es el factor de corrección por fiabilidad

Las tablas y gráficos que permiten obtener el valor de los coeficientes se encuentra en libro de “Diseño en ingeniería mecánica” de Joseph Edward Shigley.

2.12.3.1. Engranaje “MOTOR”.

Para la tensión de trabajo se tiene lo siguiente.



K₀: Se supone un choque m ligero en la fuente de potencia con un choque moderado en la máquina conducida. Esto hace que $K_0 = 1.5$

K_s: Al ser dientes rectos se supone $K_s = 1$

K_m: El ancho es de 15cm y se consideran engranajes rectos no totalmente exactos existiendo contacto en la cara. $K_m = 1.7$

K_v: Para calcular este factor se utiliza la expresión:

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot V_p}}$$

(ec. 2.12.3)

Donde V_p es la velocidad en m/s de un punto en la circunferencia primitiva del piñon.

En este caso:

$$V_p = 750 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{80}{2 \cdot 1000} = \pi \text{ m/s}$$

Por lo que

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot \pi}} = 0.666$$

J: $z_{\text{motor}} = 10$ y $z_A = 36$ por lo que $J = 0.20$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 2.12.2 se tiene

$$\sigma_t = \frac{1.5 \cdot 1 \cdot 1.7}{0.666 \cdot 0.2} \left[\frac{100 \cdot 1278}{18.75 \cdot 8^2} \right] = 2038.85 \text{ kg/cm}^2$$

Para la tensión admisible se tiene lo siguiente.

K_L: para 100000 ciclos y una dureza de 250 BHN, $K_L = 1.4$

K_T: trabaja a menos de 100°C, $K_T = 1$

K_R: se considera alta fiabilidad, $K_R = 1.50$

Se considera un acero templado y revenido de 300BHN y tensión admisible de 2800 kg/cm².

Sustituyendo en la ecuación 2.12.2:

$$\sigma_{ad}^A = \frac{1.4}{1 \cdot 1.5} \cdot 2800 = 2613.33 \text{ kg/cm}^2$$



Al ser $\sigma_t < \sigma_{ad}^A$ se considera el diseño como correcto.

2.12.3.2. Engranaje “A”

Para la tensión de trabajo se tiene lo siguiente.

K₀: Se supone un choque m ligero en la fuente de potencia con un choque moderado en la máquina conducida. Esto hace que $K_0 = 1.5$

K_s: Al ser dientes rectos se supone $K_s = 1$

K_m: El ancho es de 15cm y se consideran engranajes rectos no totalmente exactos existiendo contacto en la cara. $K_m = 1.7$

K_v: La velocidad V_p es:

$$V_p = 201 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{288}{2 \cdot 1000} = 3.031 \text{ m/s}$$

Utilizando la expresión 2.12.3 se tiene que

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot 3.031}} = 0.67$$

J: $z_A = 36$ y $z_{\text{motor}} = 10$ por lo que $J = 0.35$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 2.12.2 se tiene

$$\sigma_t = \frac{1.5 \cdot 1 \cdot 1.7}{0.67 \cdot 0.35} \left[\frac{100 \cdot 1278}{18.75 \cdot 8^2} \right] = 1158.1 \text{ kg/cm}^2$$

Para la tensión admisible se tiene lo siguiente.

K_L: para 100000 ciclos y una dureza de 160 BHN, $K_L = 1.2$

K_T: trabaja a menos de 100°C, $K_T = 1$

K_R: se considera alta fiabilidad, $K_R = 1.50$

Se considera un acero templado y revenido de 160BHN y tensión admisible de 2100 kg/cm².

Sustituyendo en la ecuación 2.12.2:

$$\sigma_{ad}^A = \frac{1.2}{1 \cdot 1.5} \cdot 2100 = 1680 \text{ kg/cm}^2$$

Al ser $\sigma_t < \sigma_{ad}^A$ se considera el diseño como correcto.



2.12.3.3. Engranaje “B”

Para la tensión de trabajo se tiene lo siguiente.

K₀: Se supone un choque m ligero en la fuente de potencia con un choque moderado en la máquina conducida. Esto hace que $K_0 = 1.5$

K_s: Al ser dientes rectos se supone $K_s = 1$

K_m: El ancho es de 15cm y se consideran engranajes rectos no totalmente exactos existiendo contacto en la cara. $K_m = 1.7$

K_v: La velocidad V_p es:

$$V_p = 201 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{96}{2 \cdot 1000} = 1.0103 \text{ m/s}$$

Utilizando la expresión 2.12.3 se tiene que

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot 1.01}} = 0.7786$$

J: $z_B = 12$ y $z_{base} = 250$ por lo que $J = 0.2$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 2.12.2 se tiene

$$\sigma_t = \frac{1.5 \cdot 1 \cdot 1.7}{0.7786 \cdot 0.2} \left[\frac{100 \cdot 1278}{18.75 \cdot 8^2} \right] = 1744 \text{ kg/cm}^2$$

Para la tensión admisible se tiene lo siguiente.

K_L: para 100000 ciclos y una dureza de 250 BHN, $K_L = 1.4$

K_T: trabaja a menos de 100°C, $K_T = 1$

K_R: se considera alta fiabilidad, $K_R = 1.50$

Se considera un acero templado y revenido de 300BHN y tensión admisible de 2520 kg/cm².

Sustituyendo en la ecuación 2.12.2:

$$\sigma_{ad}^A = \frac{1.4}{1 \cdot 1.5} \cdot 2520 = 2352 \text{ kg/cm}^2$$

Al ser $\sigma_t < \sigma_{ad}^A$ se considera el diseño como correcto.



2.12.3.4. Engranaje “BASE”

Para la tensión de trabajo se tiene lo siguiente.

K₀: Se supone un choque m ligero en la fuente de potencia con un choque moderado en la máquina conducida. Esto hace que $K_0 = 1.5$

K_s: Al ser dientes rectos se supone $K_s = 1$

K_m: El ancho es de 10cm y se consideran engranajes rectos no totalmente exactos existiendo contacto en la cara. $K_m = 1.5$

K_v: La velocidad V_p es:

$$V_p = 9.66 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{2000}{2 \cdot 1000} = 1.0116 \text{ m/s}$$

Utilizando la expresión 2.12.3 se tiene que

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200 \cdot 1.0116}} = 0.7785$$

J: $z_{\text{base}} = 250$ y $z_B = 12$ por lo que $J = 0.43$

Sustituyendo todos los valores en la ecuación 2.12.2 se tiene

$$\sigma_t = \frac{1.5 \cdot 1 \cdot 1.7}{0.7785 \cdot 0.43} \left[\frac{100 \cdot 1278}{12.5 \cdot 8^2} \right] = 1216.9 \text{ kg/cm}^2$$

Para la tensión admisible se tiene lo siguiente.

K_L: para 100000 ciclos y una dureza de 160 BHN, $K_L = 1.2$

K_T: trabaja a menos de 100°C, $K_T = 1$

K_R: se considera alta fiabilidad, $K_R = 1.50$

Se considera un normalizado de 160BHN y tensión admisible de 1750 kg/cm².

Sustituyendo en la ecuación 2.12.2:

$$\sigma_{ad}^A = \frac{1.2}{1 \cdot 1.5} \cdot 1750 = 1400 \text{ kg/cm}^2$$

Al ser $\sigma_t < \sigma_{ad}^A$ se considera el diseño como correcto

Para este elemento resulta importante elegir un material que no sea excesivamente caro. Por eso se prefiere un hacer normalizado antes que un acero con tratamientos térmicos que encarezcan el producto.



2.12.3.5. Resumen.

A modo de resumen de los cálculos realizados con la norma AGMA se elabora esta tabla donde se muestran las características principales de los rodamientos y el material elegido para cada uno de ellos.

ENGRANAJE	D (mm)	z (mm)	w (rpm)	σ_t (kg/cm ²)	Material	σ_{ad} (kg/cm ²)	σ_{ad}^A (kg/cm ²)
Motor	80	10	725	2392.2	Steel 300BHN	2800	2613
A	288	36	201.38	1323	Steel 160BHN	2100	1680
B	96	12	201.38	1992.27	Steel 300BHN	2520	2352
Base	2000	250	9.66	926,76	Steel 160BHN	1200	1120

A fin de unificar todos los materiales de la transmisión, se utilizará para el engranaje A el mismo material que para el B y el Motor, el acero 300 BHN. Para la base se usará el indicado en la tabla para reducir el coste de fabricación de la misma.

2.13. ELECCIÓN DEL ACTUADOR HIDRÁULICO.

Para este apartado se revisó la información disponible por parte de los proveedores seleccionados SMC y Waircom mbs. Al tratarse de una aplicación tan especial tanto en cargas como en velocidades y carrera no se encontró ningún producto que se adecuase de manera perfecta a las condiciones de funcionamiento. Por lo tanto se decidió contactar con ambos proveedores en busca de una solución. Finalmente se recomendó el uso del siguiente producto.

Cylinder with Lock

Double Acting: *Single Rod Series CNS*



Symbol



Models

Series	Type	Action	Bore size (mm)	Locking
CNS□	Non-lube type	Double acting	125, 140, 160	Spring locking
CDNS□				

Cylinder Specifications

Type	Non-lube type
Fluid	Air
Proof pressure	1.46MPa {14.9kgf/cm ² }
Maximum operating pressure	0.97MPa {9.9kgf/cm ² }
Minimum operating pressure	0.08MPa {0.82kgf/cm ² }
Piston speed	50 to 500mm/s *
Ambient and fluid temperature	Without auto switch: 0°C to 70°C With auto switch : 0°C to 60°C (With no freezing)
Cushion	Yes
Stroke length tolerance	to 250: + ^{1.0} ₀ , 251 to 1000: + ^{1.4} ₀ , 1001 to 1500: + ^{1.8} ₀ , 1501 to 1600: + ^{2.2} ₀
Mounting brackets	Basic type, Axial foot type, Front flange type, Rear flange type, Single clevis type, Double clevis type, Centre trunnion type

* There are load limitations depending on the piston speed when locked, the mounting orientation and the operating pressure.

Lock Specifications

Locking	Spring locking (exhaust locking)
Unlocking pressure	0.25MPa {2.5kgf/cm ² } or more
Locking pressure	0.20MPa {2.0kgf/cm ² } or less
Maximum operating pressure	0.25 to 0.7MPa {2.5 to 7.1kgf/cm ² }
Locking direction	Both directions

Maximum Stroke Table/Numbers inside () are for steel tubing.

Bore size (mm)	Maximum stroke		Unit: mm
	Basic type, Rear flange type, Single clevis type, Double clevis type, Centre trunnion type	Foot type, Front flange type	
125, 140	to 1000 (to 1000)	to 1400 (to 1600)	
160	to 1200 (to 1200)	to 1400 (to 1600)	

* Auto switches are not available with steel tubing.

Stopping Accuracy

Locking	Piston speed (mm/s)			Unit: mm
	100	300	500	
Spring locking	±0.5	±1.0	±2.0	

Conditions/Horizontal, supply pressure P = 0.5MPa {5kgf/cm²}

Load weight Upper limit of allowed values

Solenoid valve for locking Mounted directly to unlocking port

Holding force for Spring Locking (Maximum Static Load)

Bore size (mm)	125	140	160
Holding force KN [kgf]	8.4 {859}	10.5 {1077}	13.8 {1407}

* Be sure to make cylinder selections in accordance with the method given on page 3.6-17



3.6-5

Este tipo de actuadores tiene una gran variedad de carreras y de velocidades de funcionamiento por lo que se acopla muy bien a las necesidades de este tipo de máquina. Hay que tener en cuenta que se calcula el caso más desfavorable pero no siempre se tiene que funcionar con la misma amplitud ni con la misma velocidad de subida y bajada del brazo.



En los planos se define de manera más precisa el producto escogido definiendo todas las dimensiones necesarias.

2.14. CÁLCULO DE ESTABILIDAD.

En el siguiente apartado se realizará la verificación de la estabilidad del conjunto de acuerdo a la normativa UNE-EN13814:2006 apartado 5.5 Verificación de la estabilidad. Se aplicarán los coeficientes de mayoración que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4. Coeficientes de seguridad contra el vuelco.

Carga ^a		γ
1	Partes del peso propio que actúan favorablemente	1
2	Partes del peso propio que actúan desfavorablemente	1,1
3	Cargas de viento que actúan desfavorablemente	1,2
4	Partes de las cargas distintas a las mencionadas en los puntos 2 y 3 que actúan desfavorablemente	1,3

^a Si las cargas se descomponen en diferentes componentes, estos componentes se deben multiplicar por el mismo valor γ .

Para la comprobación se utilizará la siguiente expresión.

$$\sum \gamma \cdot M_{St,k} \geq \sum \gamma \cdot M_{K,k}$$

Donde:

γ es el coeficiente de seguridad según la tabla anterior

$M_{St,k}$ son los valores del momento de estabilización

$M_{K,k}$ son los valores del momento de vuelco.

Tanto el momento de vuelco como el momento de estabilización se calcularán como el peso por la distancia del centro de gravedad del cuerpo al punto donde puede pivotar todo el conjunto.

En la siguiente imagen se ve la atracción completa. El punto A sería el punto respecto del cual pivotaría la atracción en caso de vuelco.

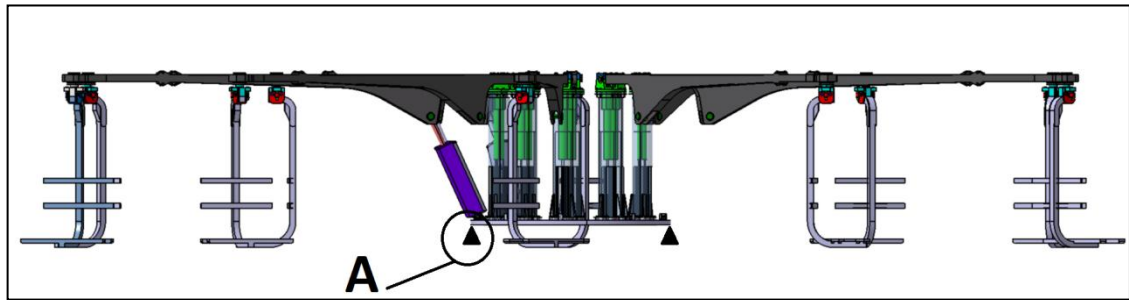


Ilustración 117. Imagen mostrando el punto de pivote de la atracción

Quedaría calcular la masa de cada elemento y la distancia desde el centro de gravedad de cada uno de ellos al punto A.

En la siguiente imagen se muestra un esquema de la planta de la atracción donde se acota la distancia de los diferentes centros de gravedad al punto A. En negro se representan los brazos, en rojo la circunferencia donde se encuentran los cdg de las columnas. En magenta la circunferencia donde se encuentran los cdg de los brazos. En azul, la circunferencia donde se encuentran los cdg de las cabinas. Las cotas en verde son las que producen momentos favorables y las cotas en rojo son las que producen momentos desfavorables. La línea verde en vertical resalta la posición del punto de pivote.

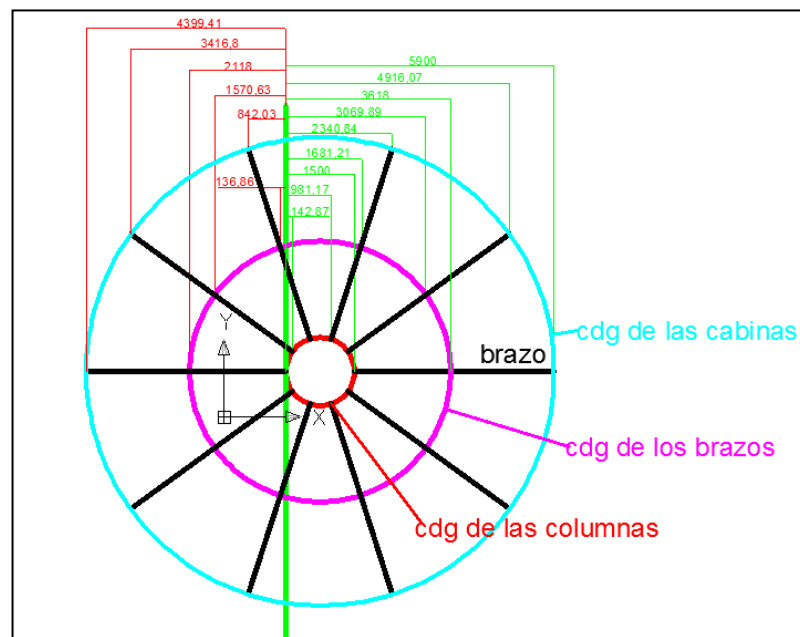


Ilustración 118. Esquema de la planta de la atracción.

Se supone también una carga de viento de 287N actuando en cuatro brazos y aplicada a un 1.2 metros de altura.

En la siguiente tabla se muestran los pesos y las distancias de los distintos componentes. En el lado favorable variará cuando proceda el peso de la cabina ya que se deben



comprobar la estabilidad para distintos casos de carga. Las distancias están en mm por lo que el momento estará en N·mm.

El caso que se muestra corresponde al más desfavorable en el que todos los pasajeros están montados en el lado donde producen momento de vuelco.

Favorable			Desfavorable		
Cabina			Cabina		
Peso	Distancia	Momento	Peso	Distancia	Momento
96.4	2340.84	225656.976	296.4	842.03	249577.692
96.4	4916.07	473909.148	296.4	4316.8	1279499.52
96.4	5900	568760	296.4	4400	1304160
96.4	2340.84	225656.976	296.4	842.03	249577.692
96.4	4916.07	473909.148	296.4	4316.8	1279499.52
		1967892			4798545
cdg brazo			cdg brazo		
Peso	Distancia	Momento	Peso	Distancia	Momento
400	1681.21	672484	400	136.86	54744
400	3069.89	1227956	400	1570.63	628252
400	4916.97	1966788	400	2118	847200
400	3618	1447200	400	136.86	54744
400	1681.21	672484	400	1570.63	628252
400	3069.89	1227956			2434511
400	4916.97	1966788			
		9181656			
Columna			Viento		
Peso	Distancia	Momento	Fuerza	Distancia	Momento
206.354	142.87	29481.796	287	1.3	1492
206.354	517.64	106817.085			
206.354	981.17	202468.354			
206.354	1399.21	288732.58			
206.354	1500	309531			
206.354	142.87	29481.796			
206.354	517.64	106817.085			
206.354	981.17	202468.354			
206.354	1399.21	288732.58			
		1564530			

El resultado en el caso más desfavorable sería:



Momento favorable (N·m)	Momento desfavorable (N·m)
12714	7234

La normativa exige también la comprobación con 1/6 y 3/4 del perímetro cargado. El resultado será el siguiente:

Para 1/6:

Momento favorable (N·m)	Momento desfavorable (N·m)
12714	5914

Para 3/4:

Momento favorable (N·m)	Momento desfavorable (N·m)
13650	7234

Por lo tanto queda comprobado que en cualquier caso de carga el momento favorable será mayor que el desfavorable.

2.15. CONCLUSIONES

A modo de resumen se van a repasar brevemente los puntos tratados a lo largo de este documento.

Los puntos de partida y condiciones impuestas son las siguientes.

- La atracción debe tener entre 10 y 12 brazos
- Debe ser transportable en un remolque de un camión
- Debe cumplir con las dimensiones máximas del camión (12m de largo, 2.55m de ancho y 4m de alto)
- No exceder el peso máximo del remolque
- Minimizar costes
- Cumplir con la normativa impuesta

Una vez determinadas estas condiciones se pasa a diseñar y calcular la máquina.

En primer lugar se han calculado las velocidades y aceleraciones a partir del modelo realizado en Matlab Simulink. Se calculan en las tres direcciones (x, y, z) y además se estudia la aceleración de Coriolis.

Con estos datos se pasan a calcular las fuerzas producidas por los pasajeros en los asientos. De esta manera se pueden dimensionar las distintas partes de la atracción. También se tienen en consideración las fuerzas producidas por el viento tanto desde el punto de vista de la normativa como con un cálculo con CFD.

Una vez definidas las fuerzas y las geometrías se pasa a calcular las piezas mediante la herramienta de elementos finitos. Se parte de diseños preliminares que poco a poco se van refinando para eliminar zonas de concentración de tensiones y poder cumplir con la normativa específica para este tipo de máquinas UNE-EN 13814. En esta fase se analiza tanto la resistencia estática como la resistencia dinámica.

Una vez definida la geometría de los componentes se pasa a definir las uniones y elegir los accionamientos como rodamientos, motor eléctrico, engranajes y actuador hidráulico.

La solución final a la que se llega es la siguiente.

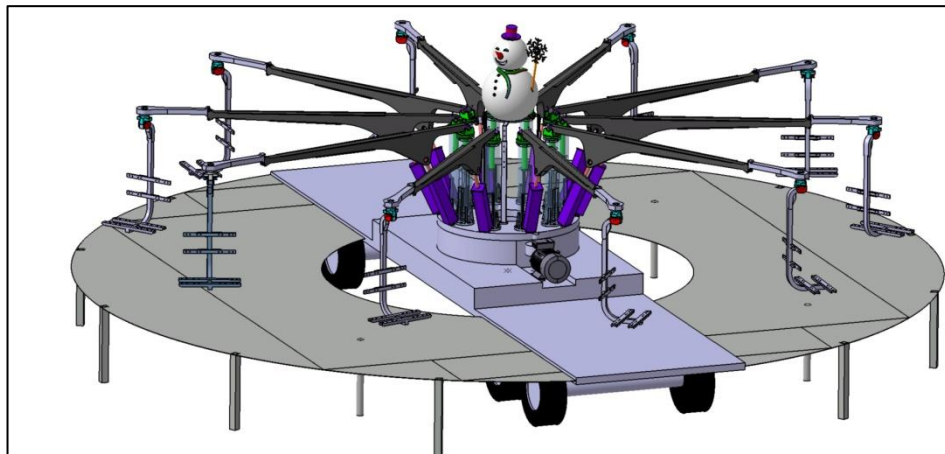


Ilustración 119. Solución definitiva.

Para esta solución se tienen en cuenta las condiciones de transporte y se intenta simplificar al máximo las operaciones de montaje y desmontaje. En modo de transporte quedaría de la siguiente manera.

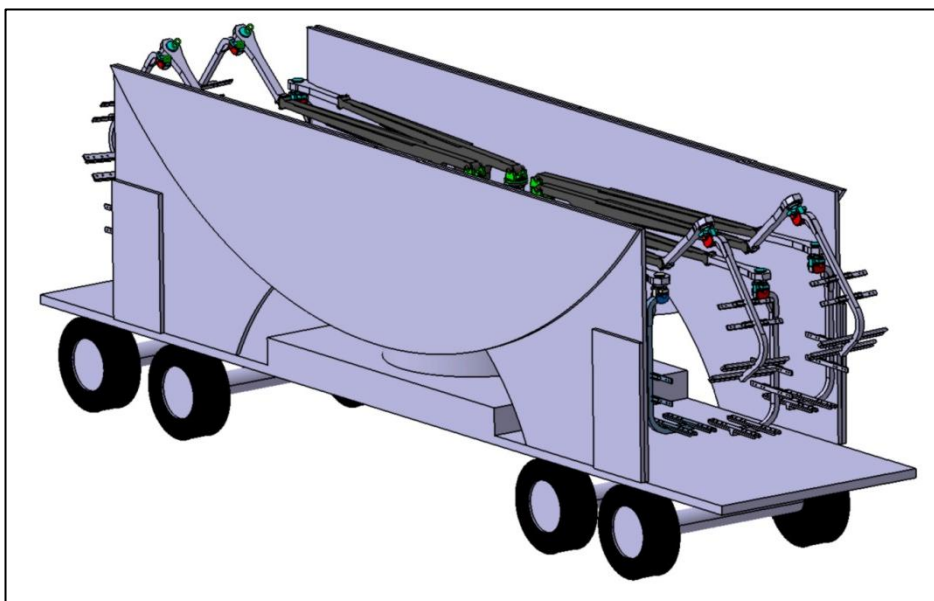


Ilustración 120. Solución definitiva en modo transporte.



Pamplona, 2 de Julio de 2012.

Miguel de la Torre González.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

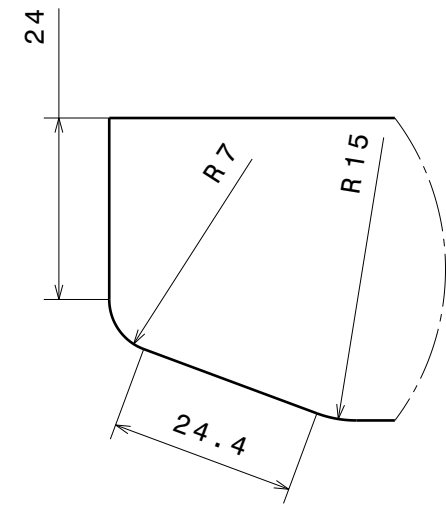
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

PLANOS

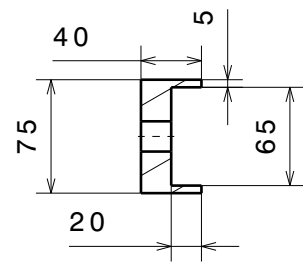
Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

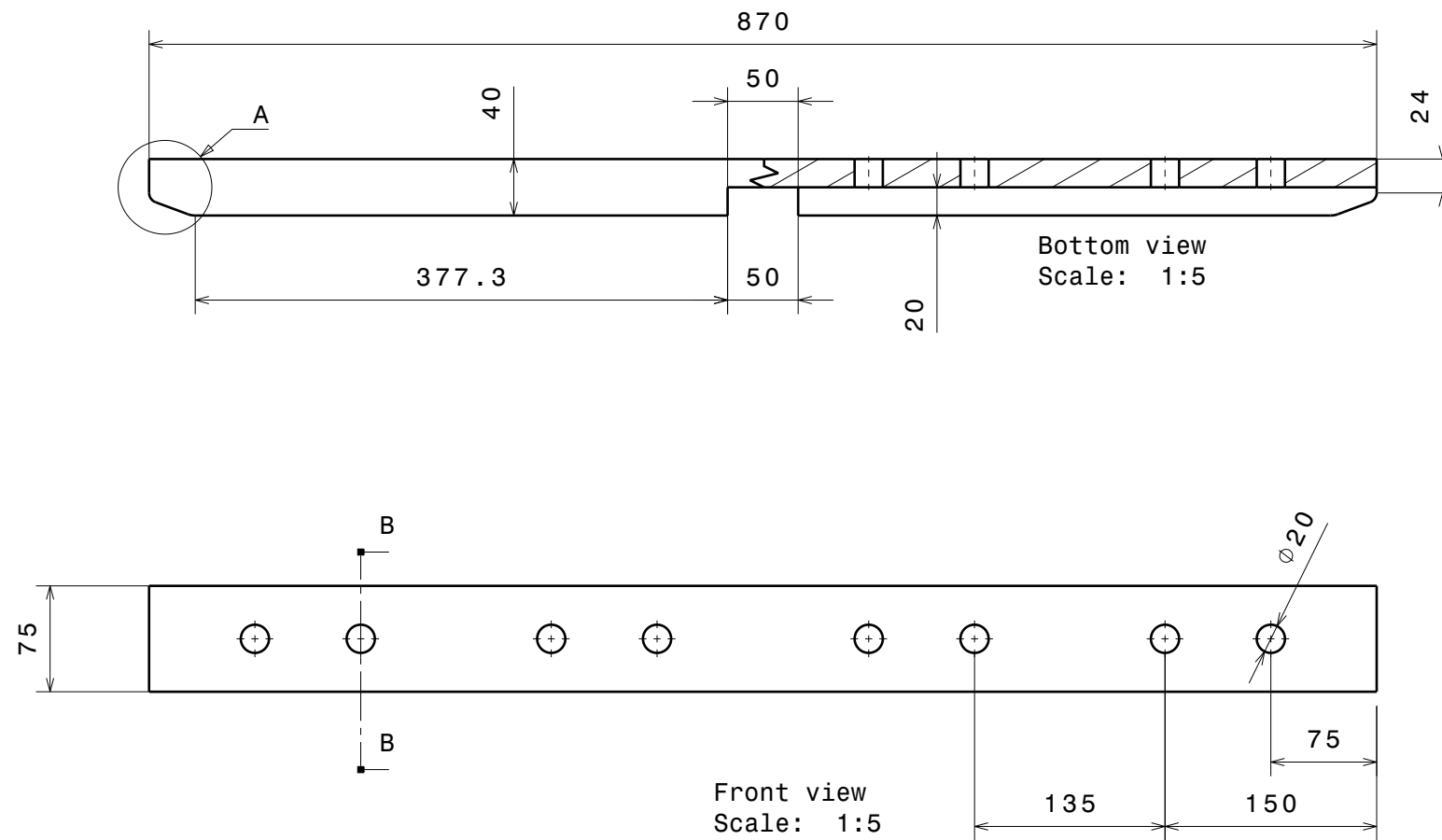
Pamplona, Julio de 2012



Detail A
Scale: 1:1

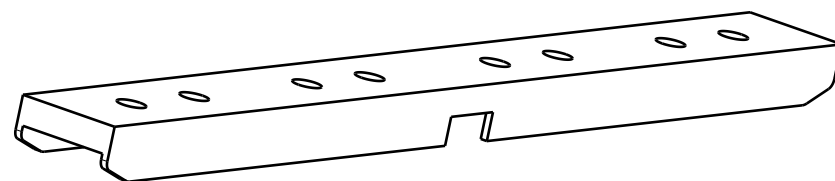


Section view B-B
Scale: 1:5



Front view
Scale: 1:5

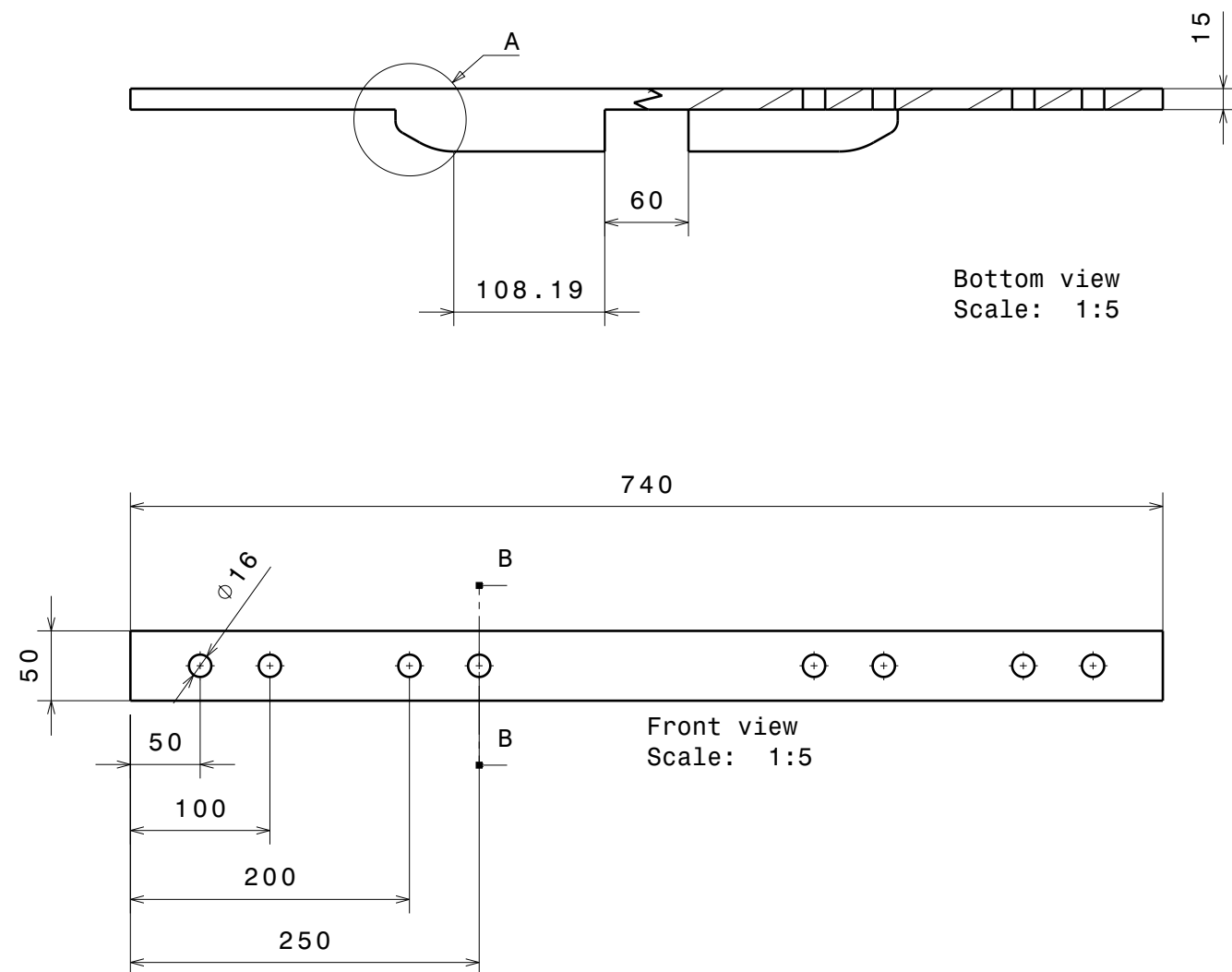
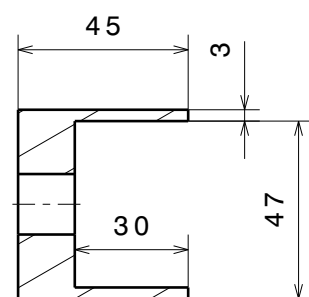
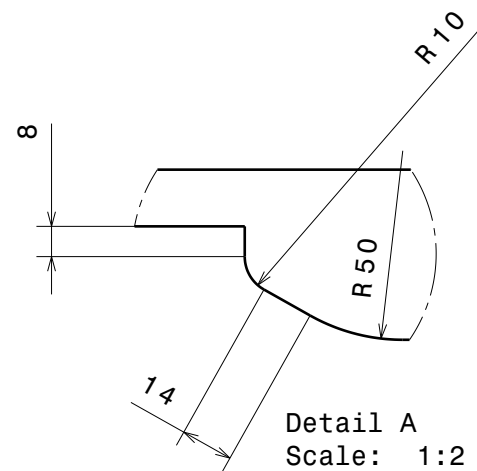
Bottom view
Scale: 1:5



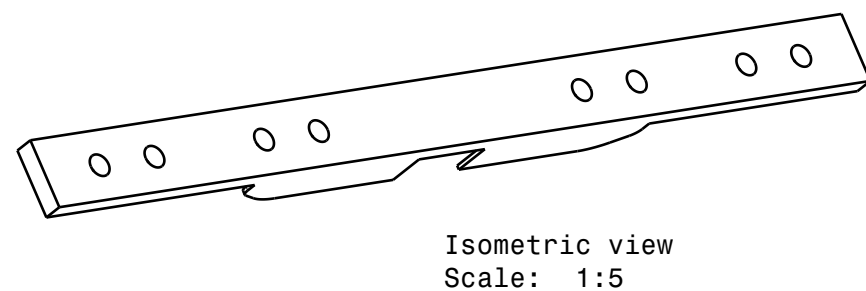
Isometric view
Scale: 1:5

- 20 Unidades
- Acero S235JR

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
PLANO: BARRA INFERIOR DEL SOPORTE ASIENTO		FIRMA:		FECHA: 03 Junio 2012	
		ESCALA: 1:5		Nº PLANO: 1	



- 20 Unidades
- Acero S235JR



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel	
PLANO: BARRA SUPERIOR DEL SOPORTE ASIENTO		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:5
			Nº PLANO: 2	

Detail A
Scale: 1:1

Isometric view
Scale: 1:20

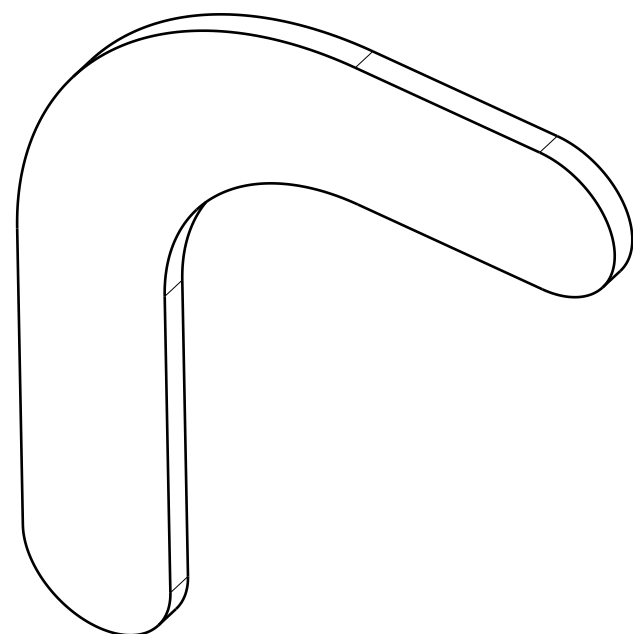
Front view
Scale: 1:10

Section cut B-B
Scale: 1:10

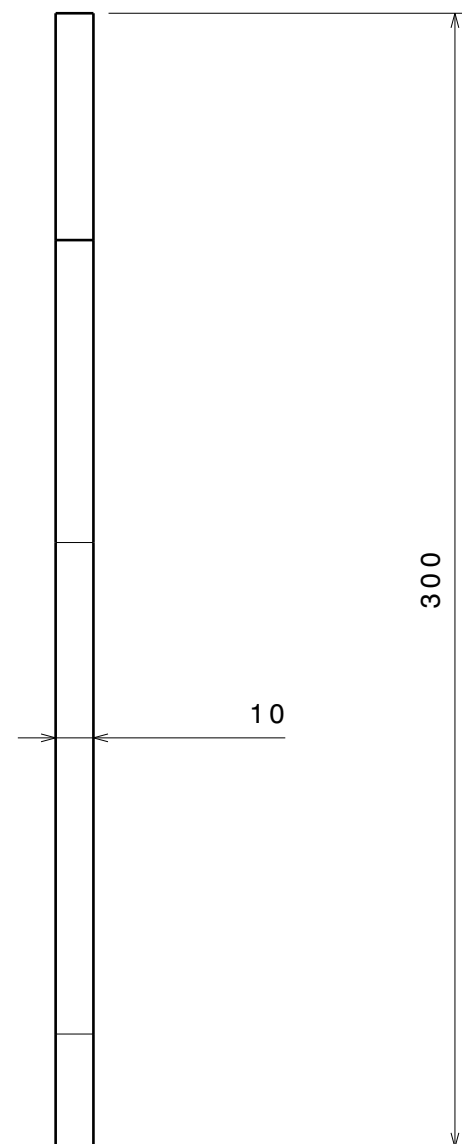
Detail C
Scale: 1:2

- 10 Unidades
- Acero S235JR

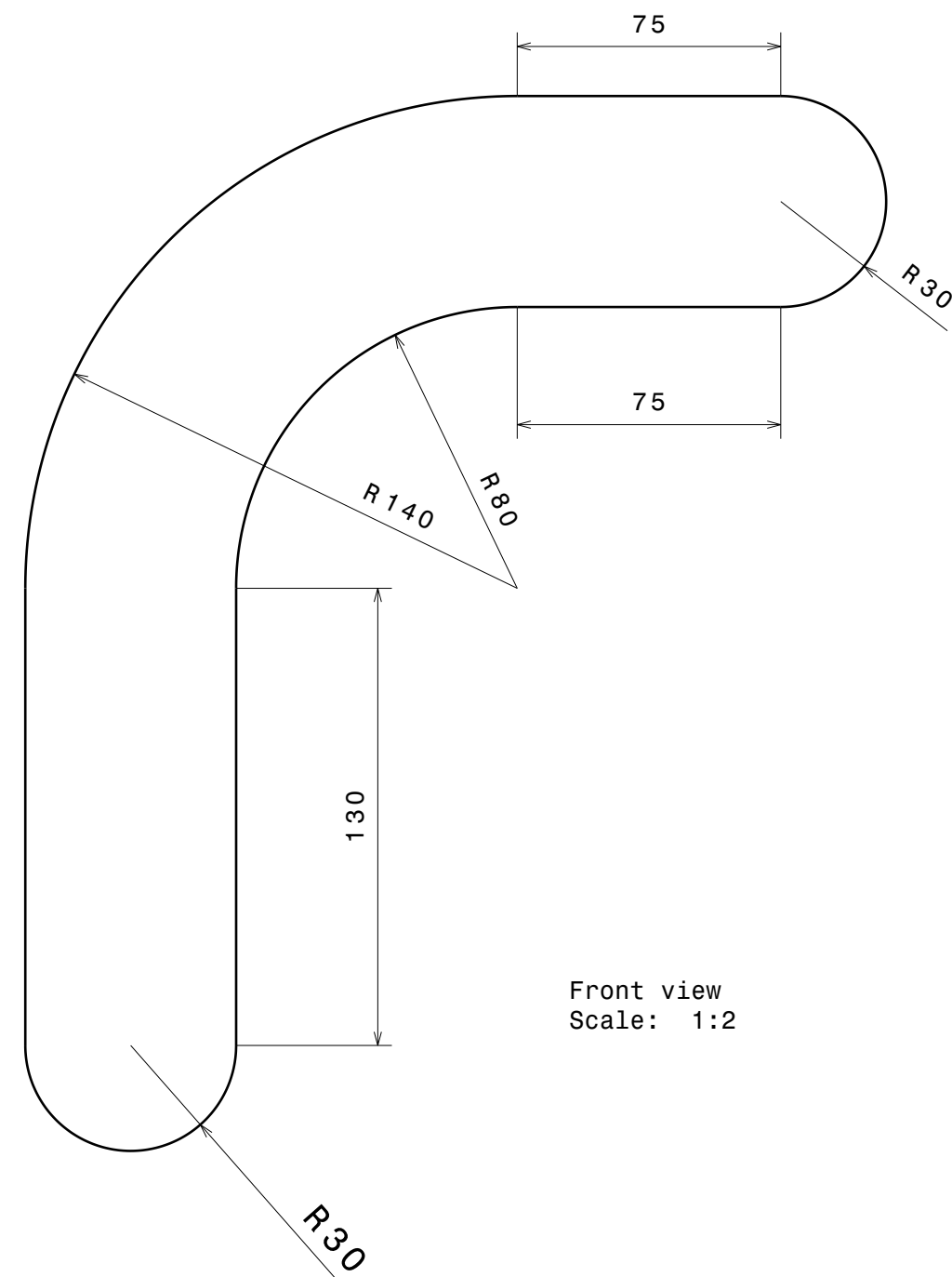
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
		FIRMA:		
PLANO: SOPORTE ASIENTO		FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 3



Isometric view
Scale: 2:5



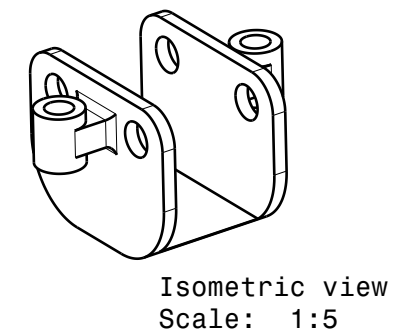
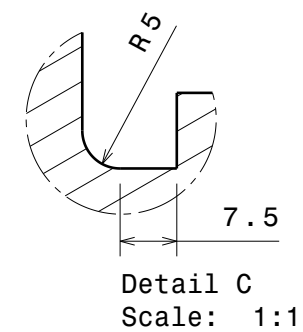
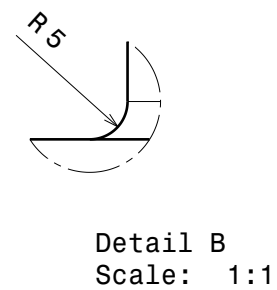
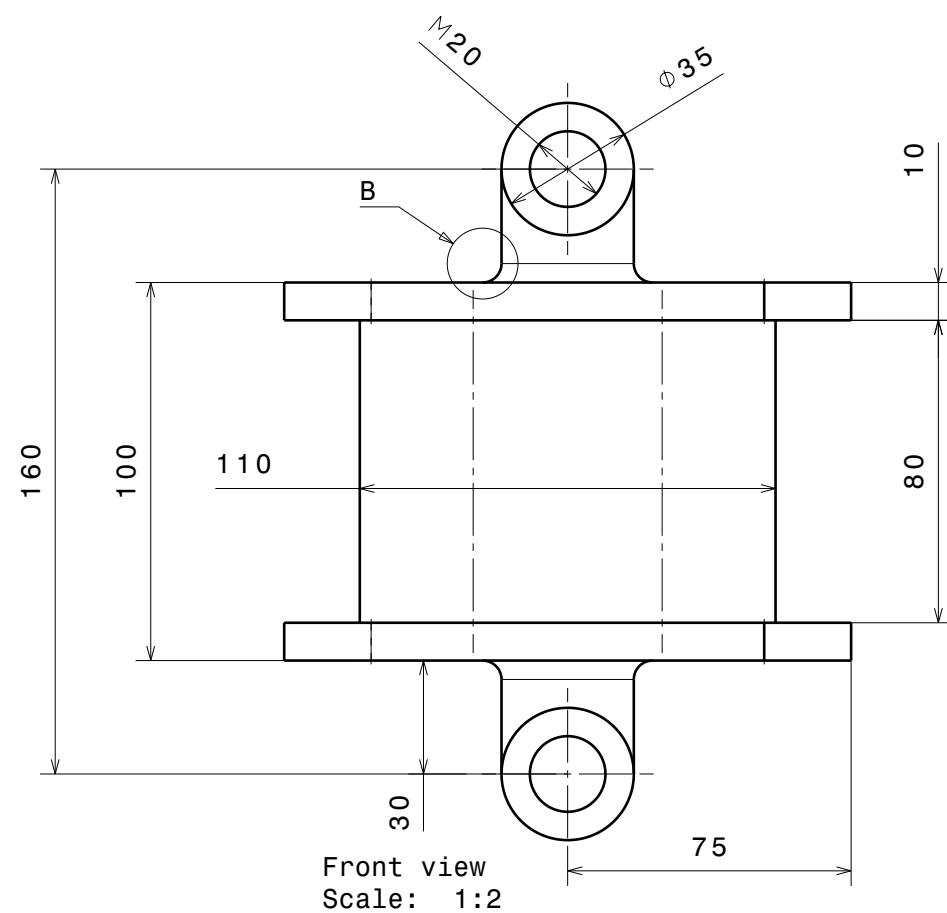
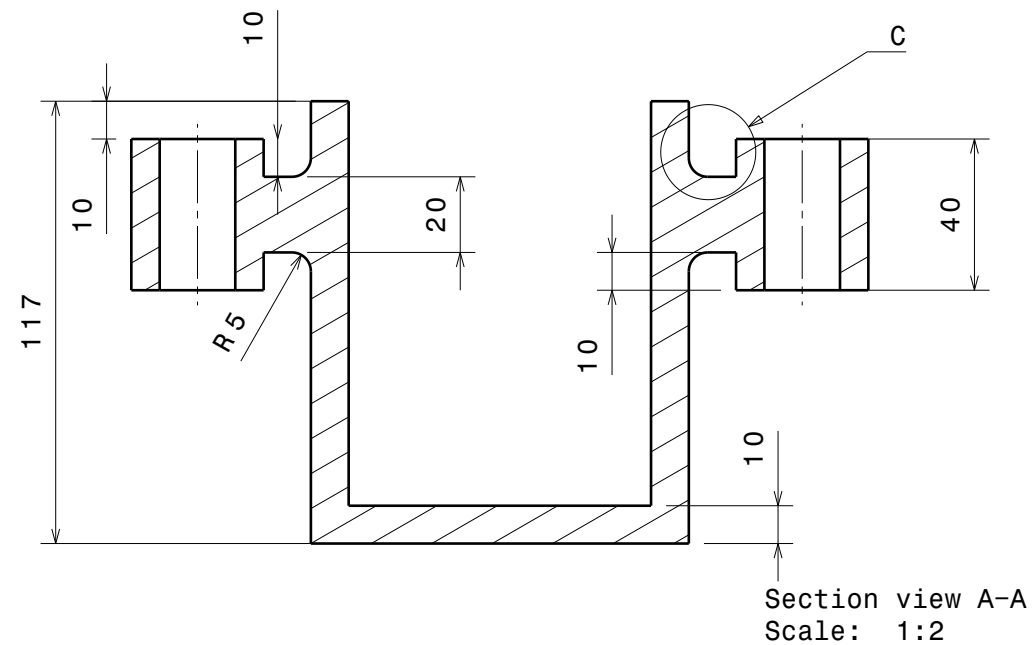
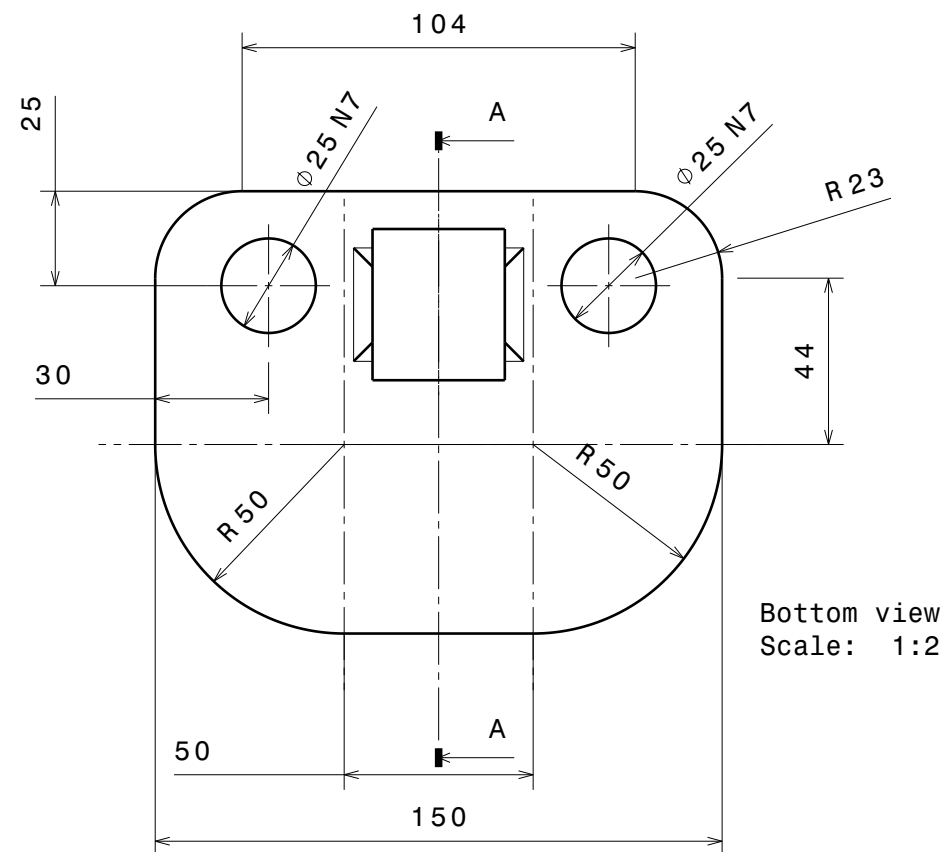
Right view
Scale: 1:2



Front view
Scale: 1:2

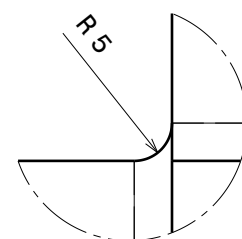
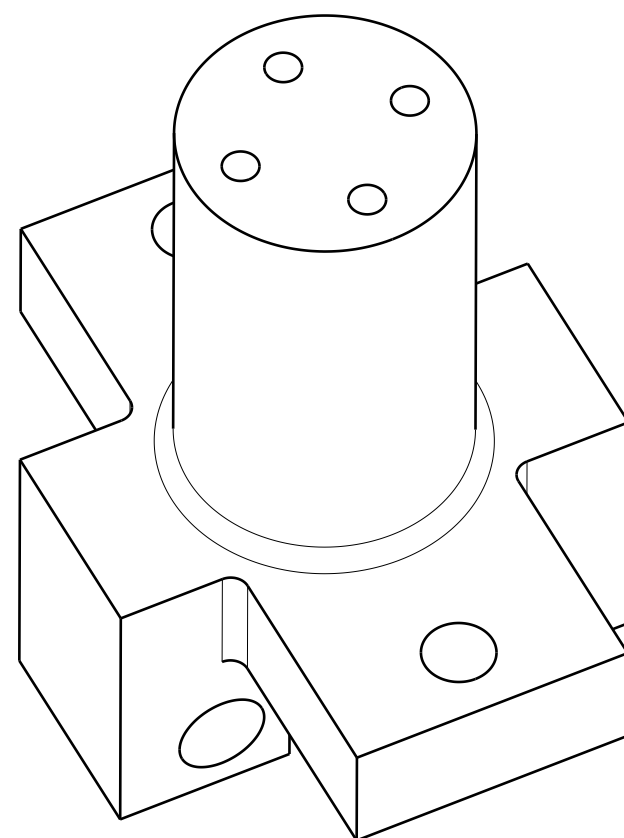
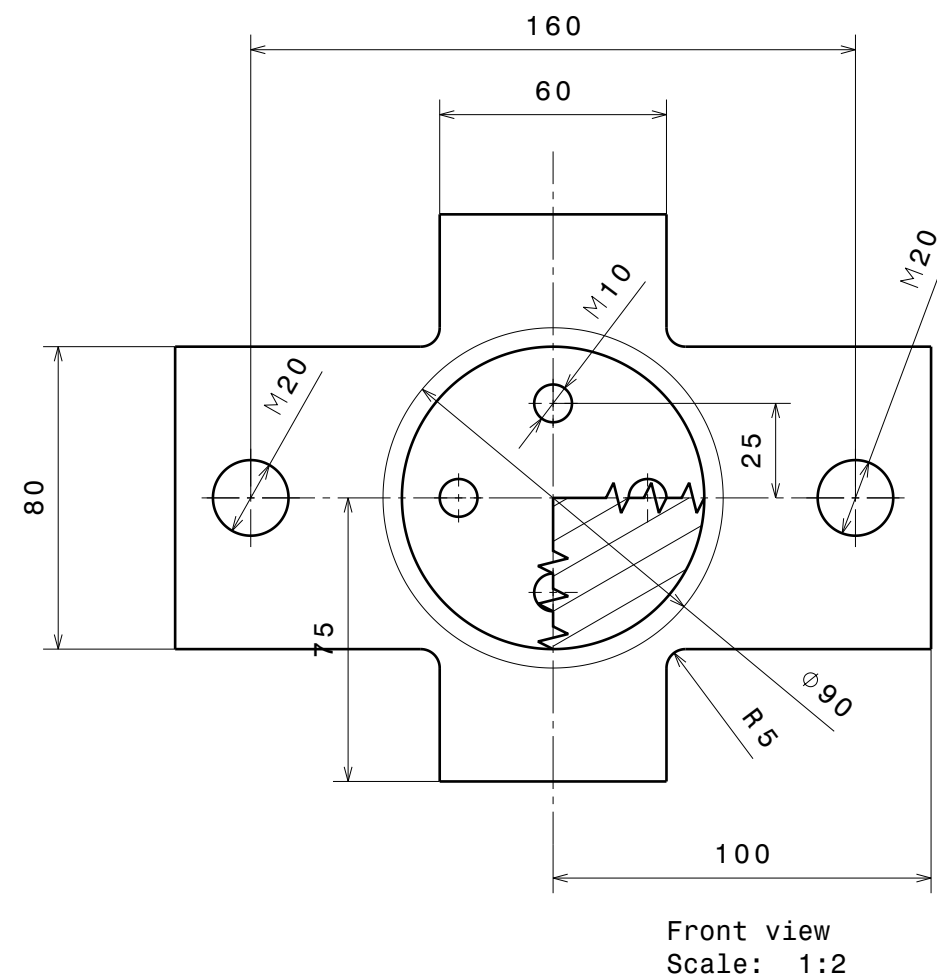
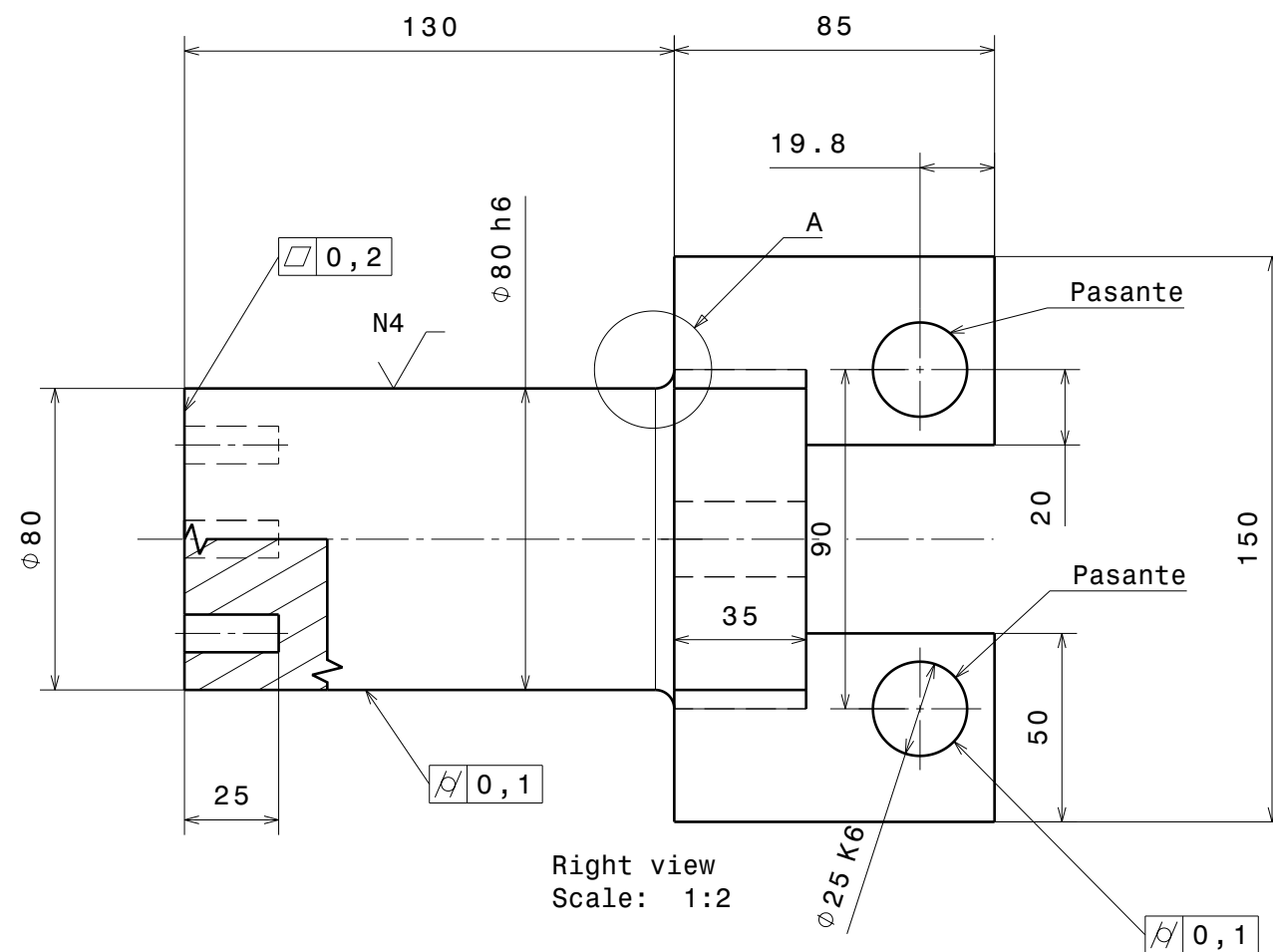
- 20 Unidades
- Hierro

	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: BARRA SUPERIOR DEL SOPORTE ASIENTO			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 4



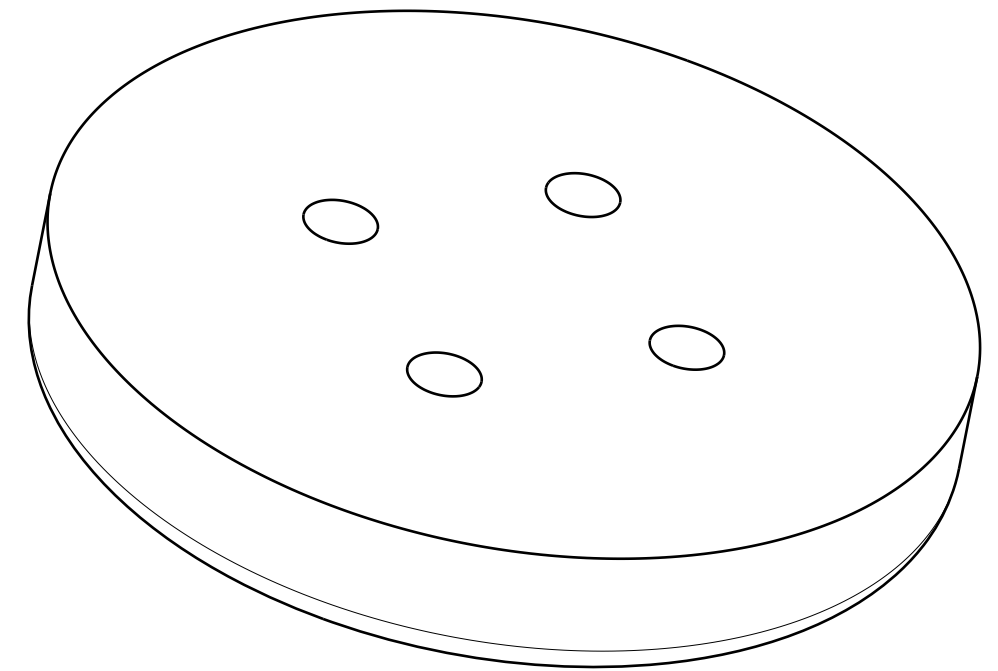
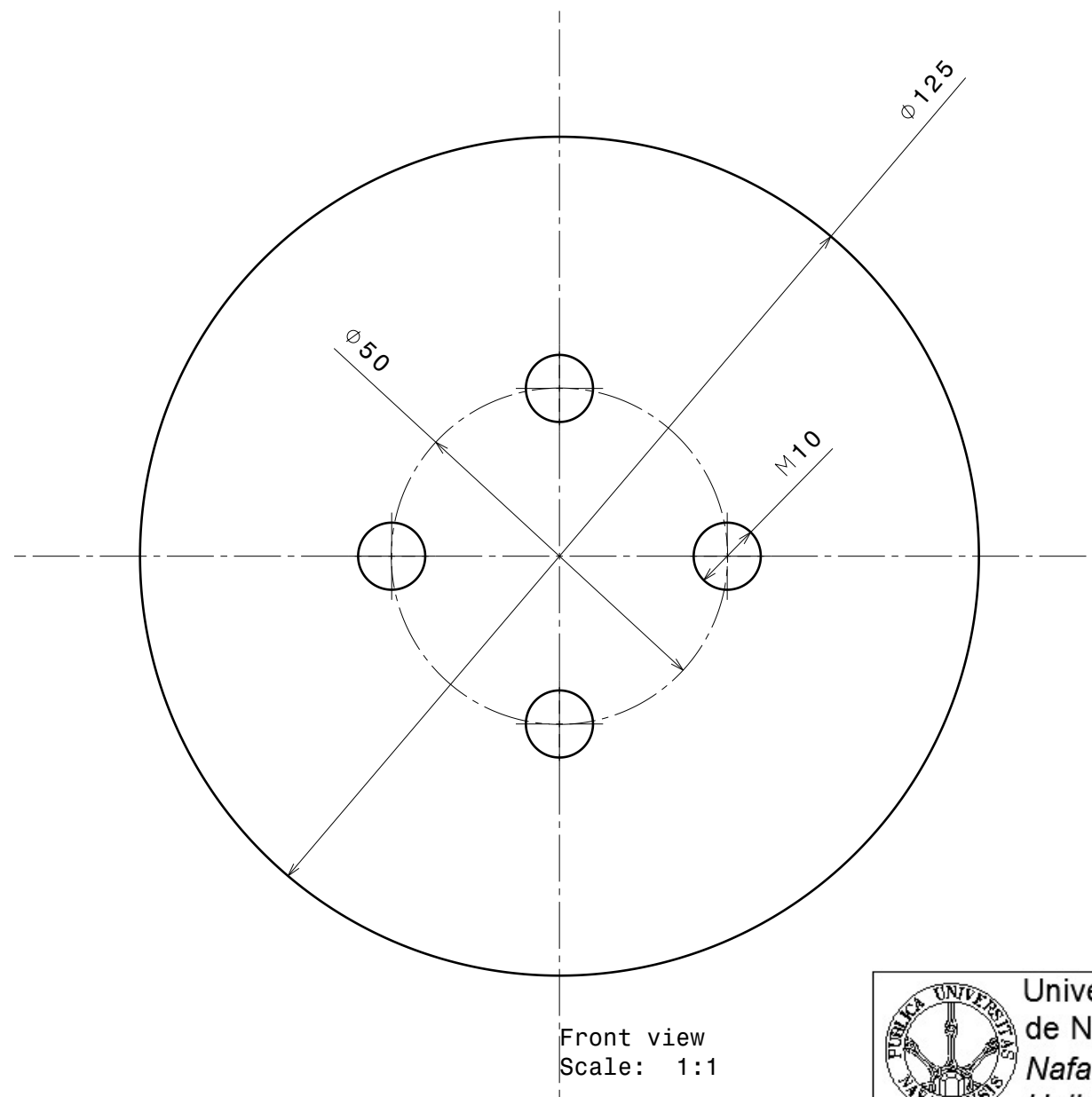
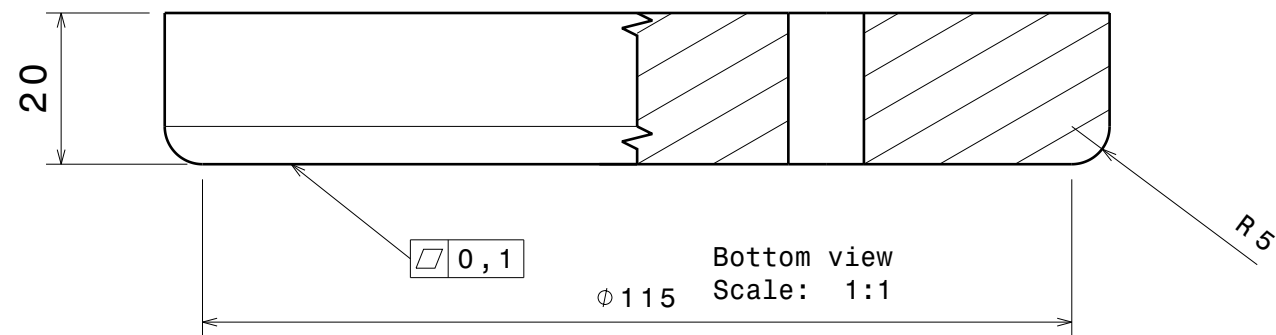
- 10 Unidades
- Acero S235JR

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel	
PLANO: UNIÓN DEL SOPORTE ASIENTO AL BRAZO PARTE 1		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:2
			Nº PLANO: 5	



- 10 Unidades
- Acero S235JR

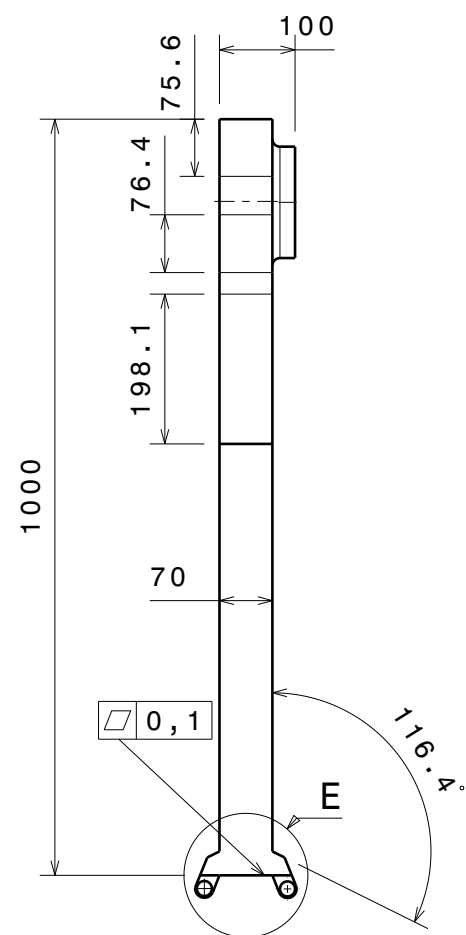
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
PLANO: UNION DEL SOPORTE ASIENTO AL BRAZO. PARTE 2		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 6



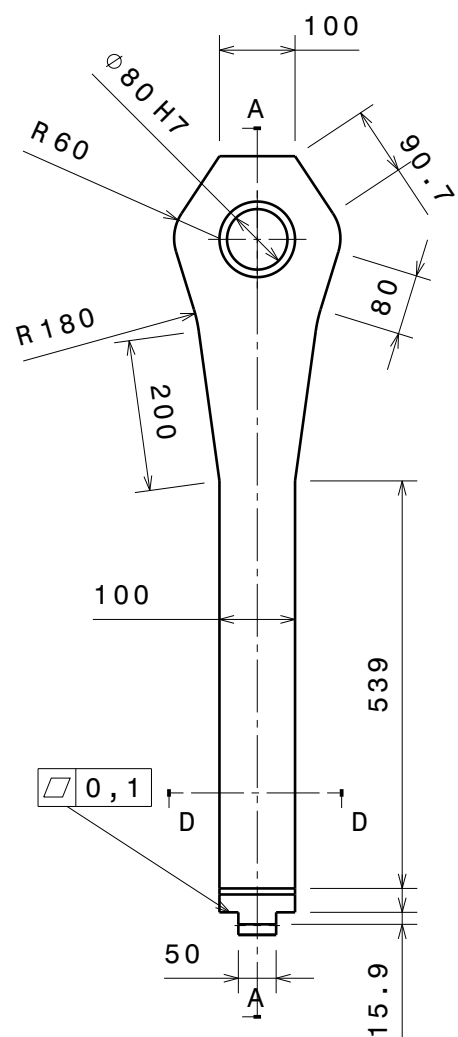
Isometric view
Scale: 1:1

- 10 unidades
- Acero S235JR

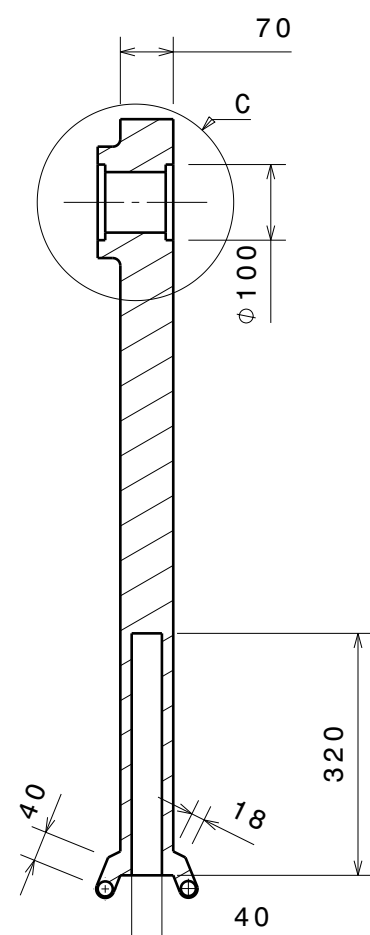
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: UNIÓN SOPORTE ASIENTO PARTE 2. CIERRE			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 7



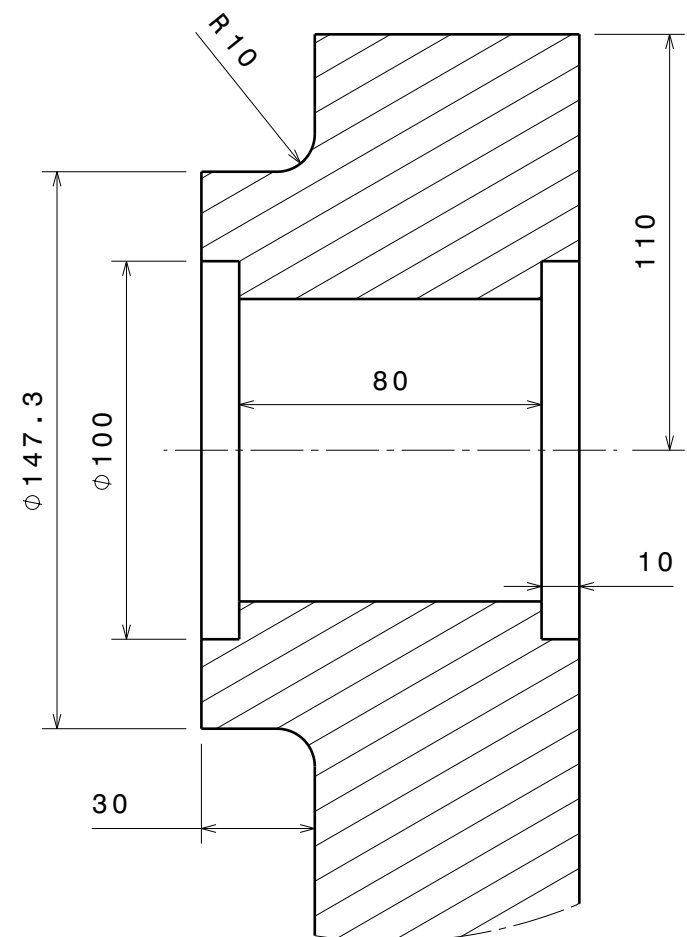
Right view
Scale: 1:10



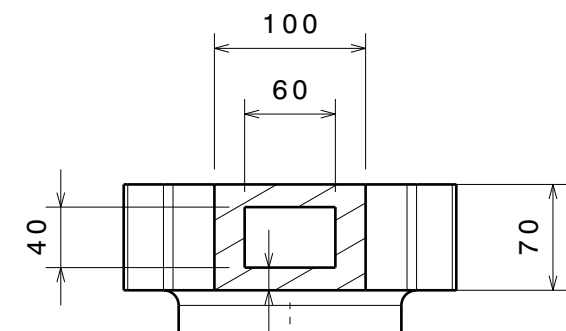
Front view
Scale: 1:10



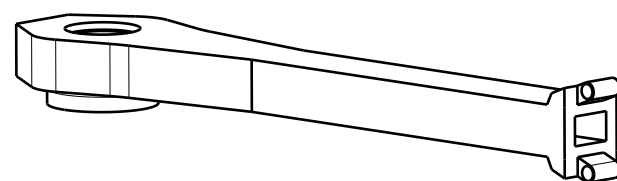
Section view A-A
Scale: 1:10



Detail C
Scale: 1:2



Section view D-D
Scale: 1:5



Isometric view
Scale: 1:10

- 10 Unidades
- Acero S235JR



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:
**Ingeniería mecánica,
energética y de materiales**

PROYECTO:

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA
ATRACCIÓN DE FERIA**

REALIZADO:

**de la Torre González,
Miguel**

FIRMA:

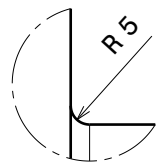
PLANO:

BRAZO. PARTE MÓVIL

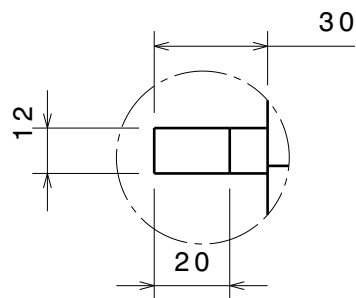
FECHA:
**03 Junio
2012**

ESCALA:
1:10

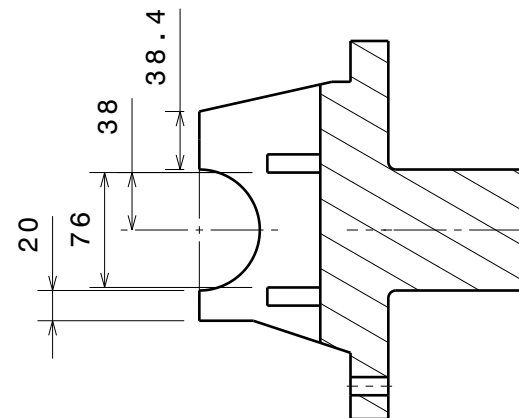
Nº PLANO:
8



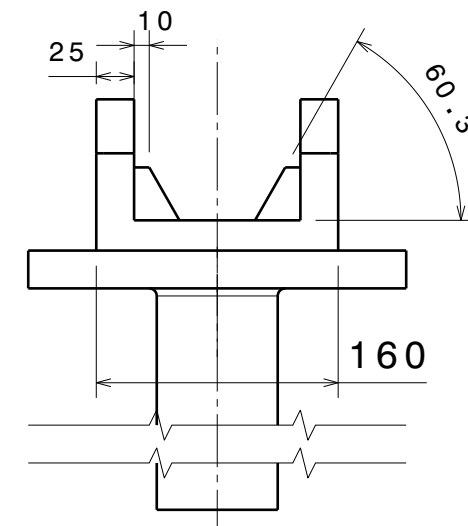
Detail A
Scale: 1:2



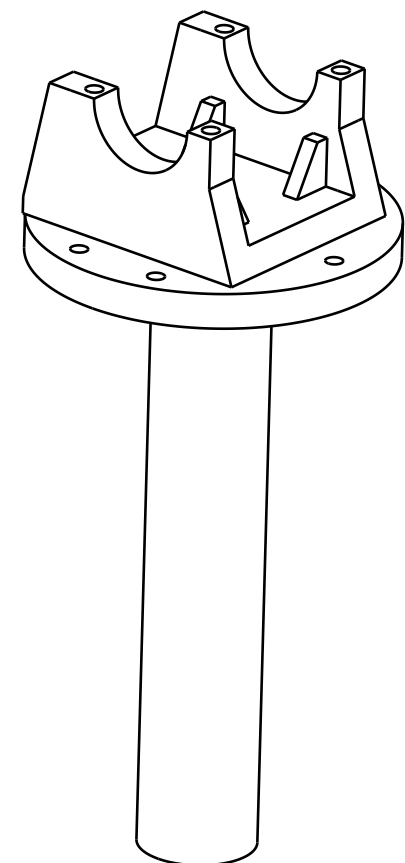
Detail B
Scale: 1:2



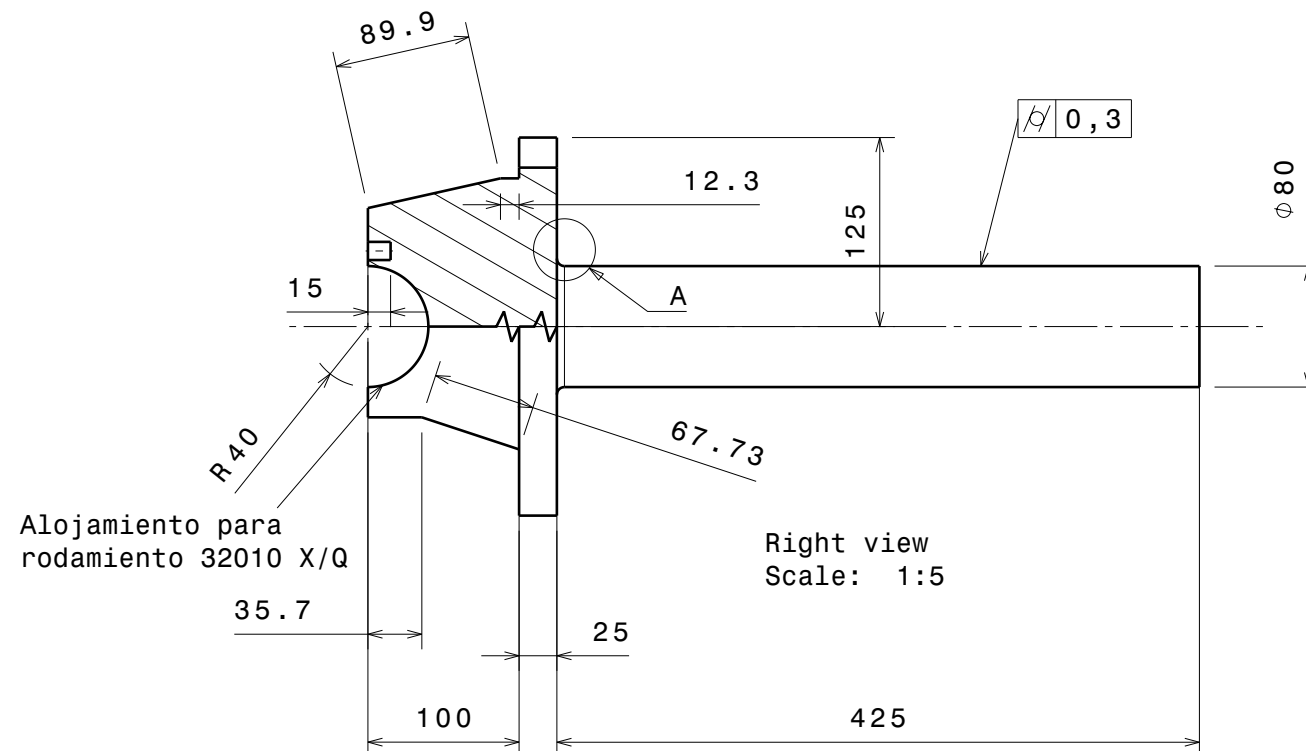
Section view C-C
Scale: 1:5



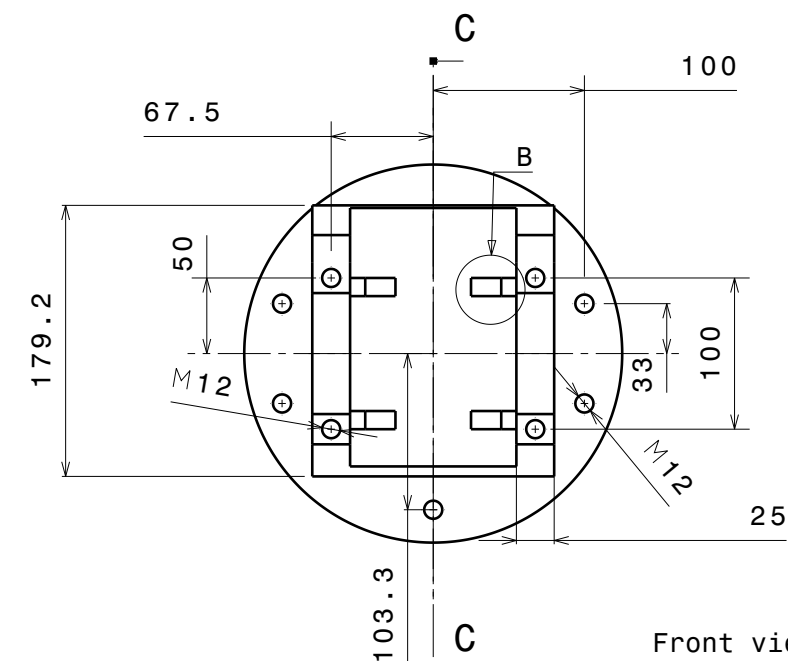
Bottom view
Scale: 1:5



Isometric view
Scale: 1:5



Right view
Scale: 1:5



Front view
Scale: 1:5

- 10 Unidades
- Acero S235JR



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:
**Ingeniería mecánica,
energética y de materiales**

PROYECTO:

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA
ATRACCIÓN DE FERIA**

REALIZADO:

**de la Torre González,
Miguel**

FIRMA:

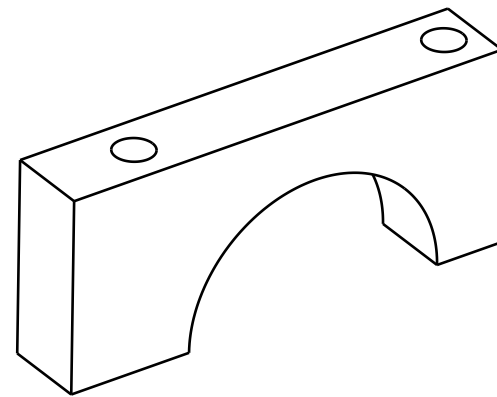
PLANO:

SOPORTE DEL BRAZO

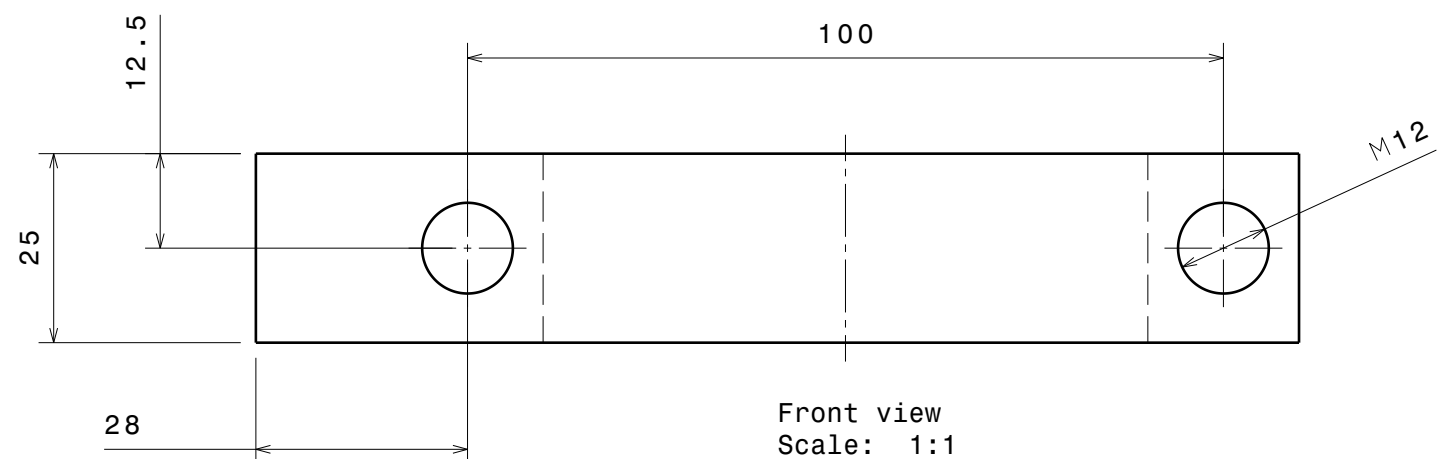
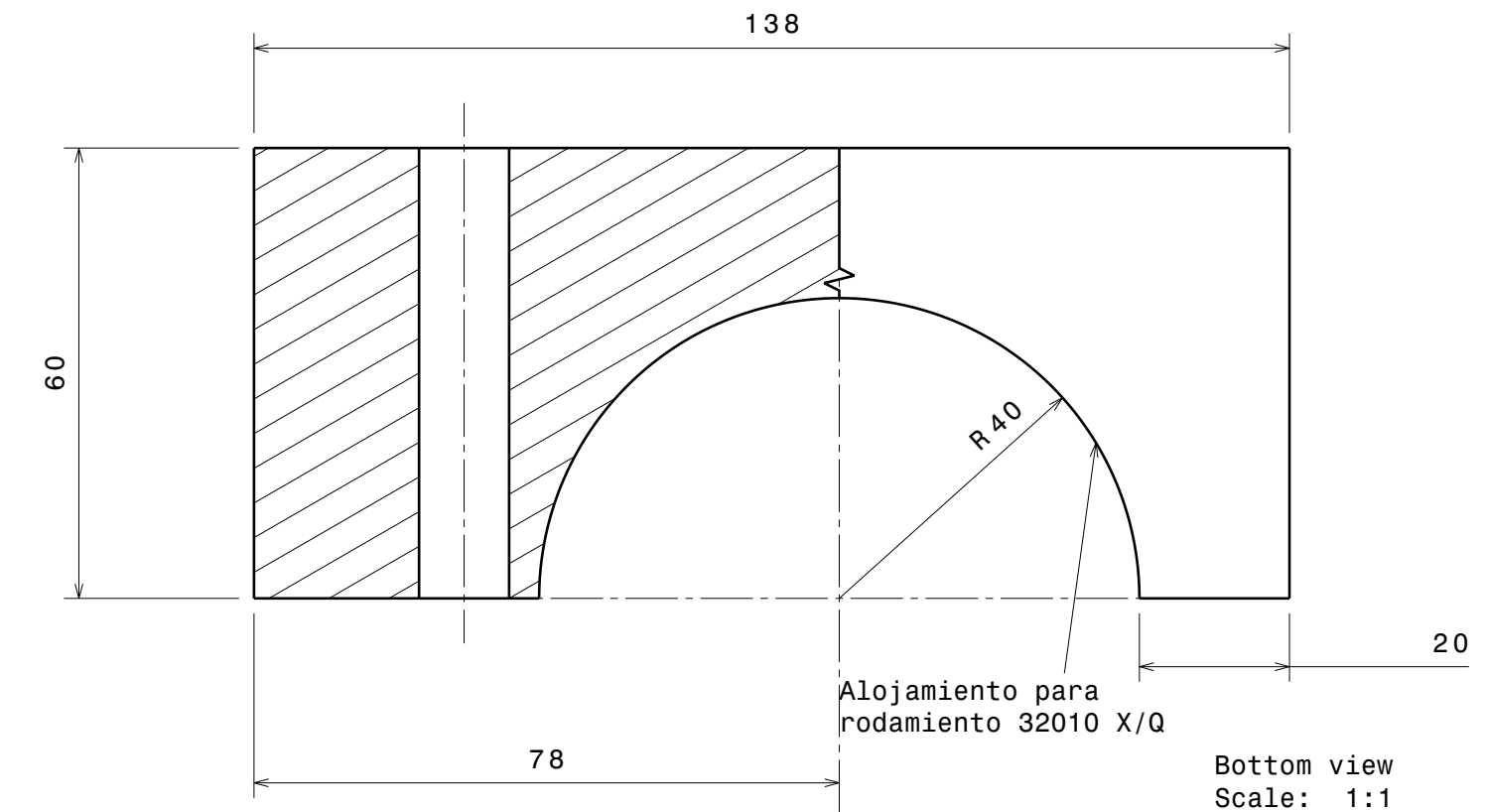
FECHA:
**03 Junio
2012**

ESCALA:
1:5

Nº PLANO:
10

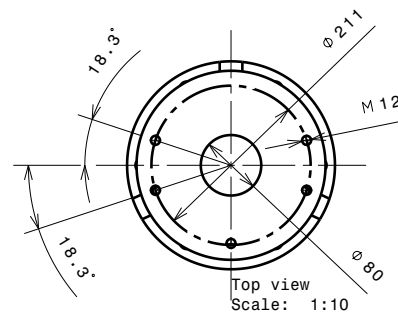
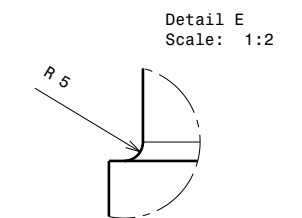
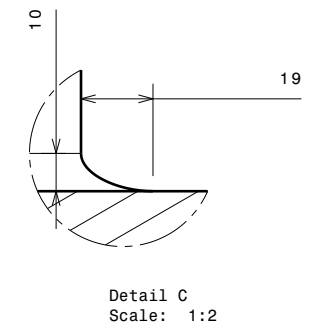
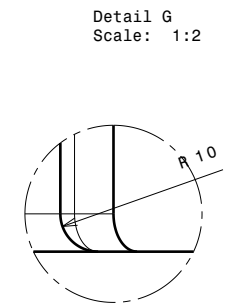
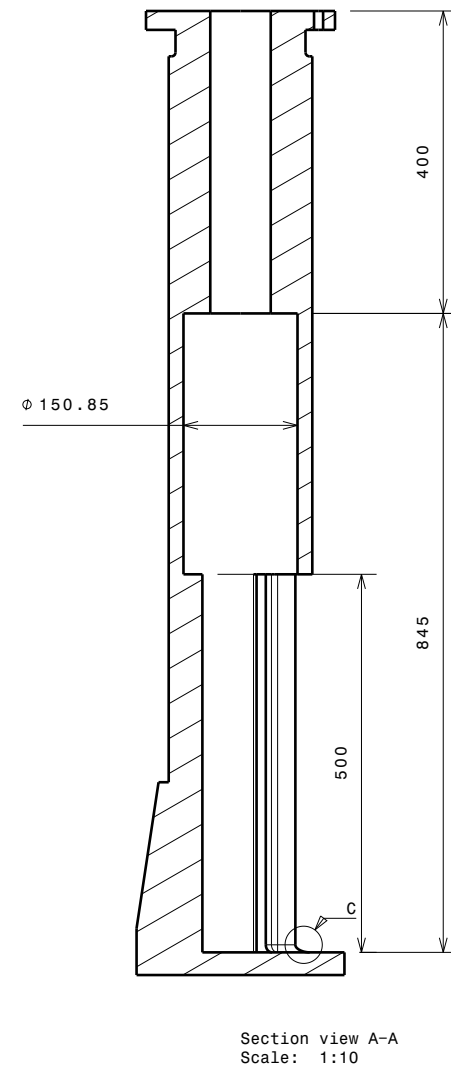
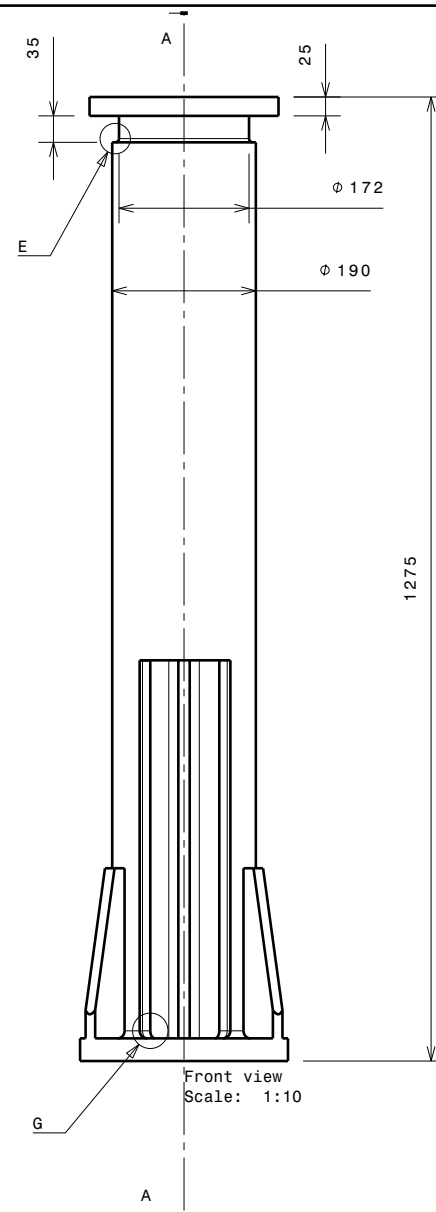
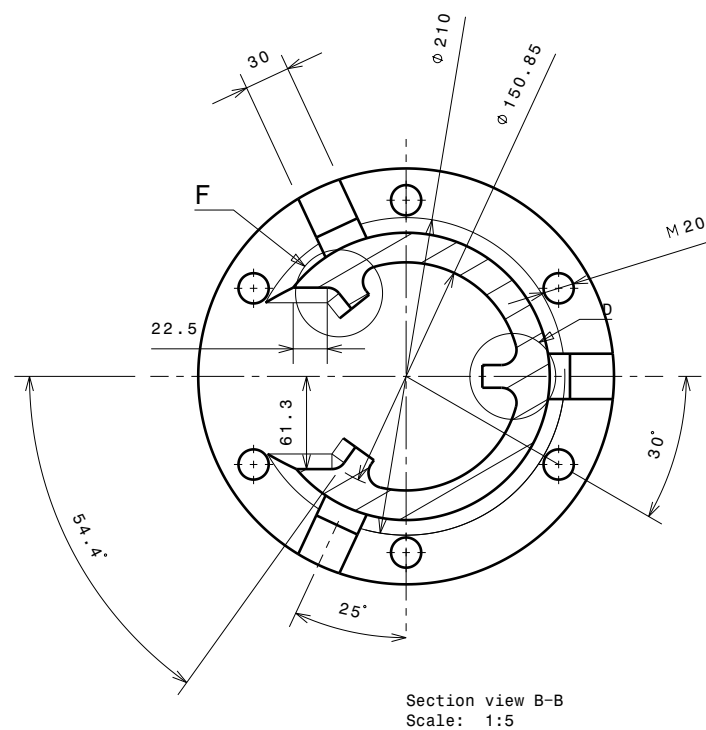
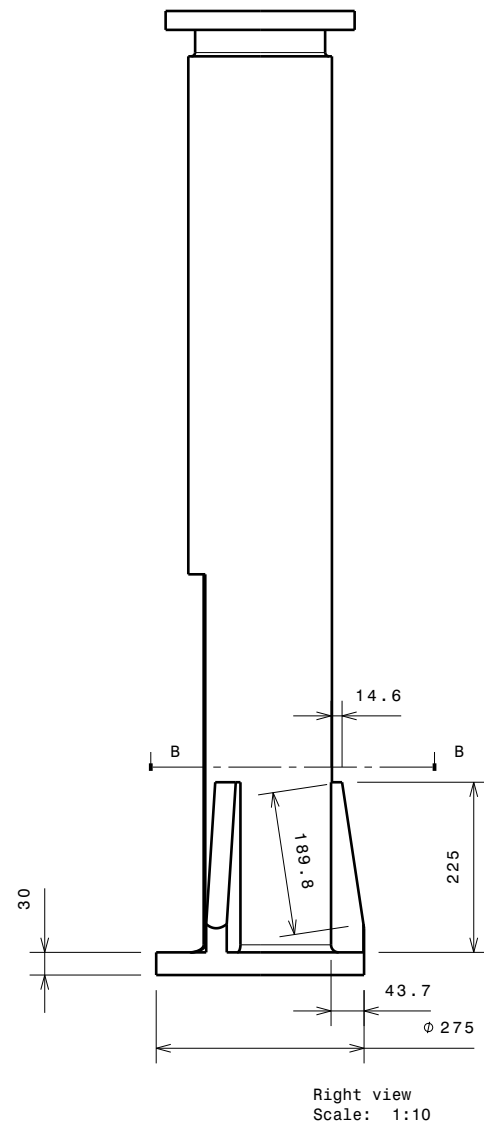
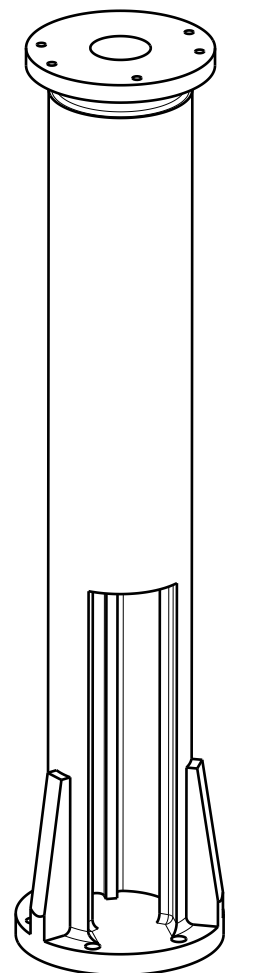
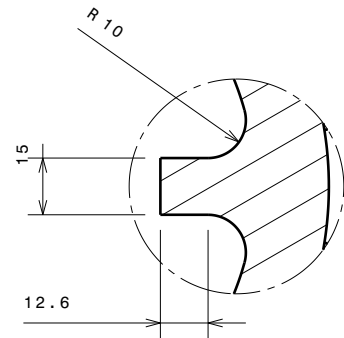
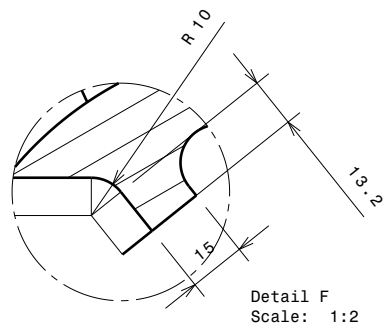


Isometric view
Scale: 1:2




- 20 Unidades
- Acero S235JR

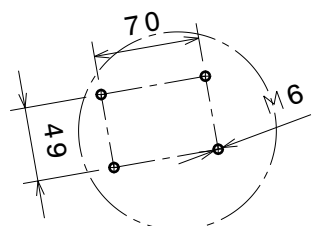
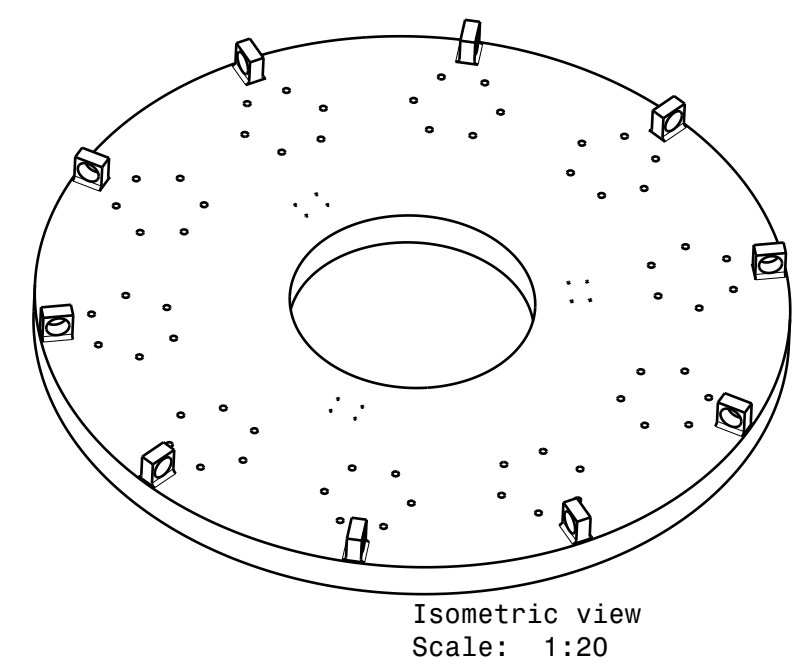
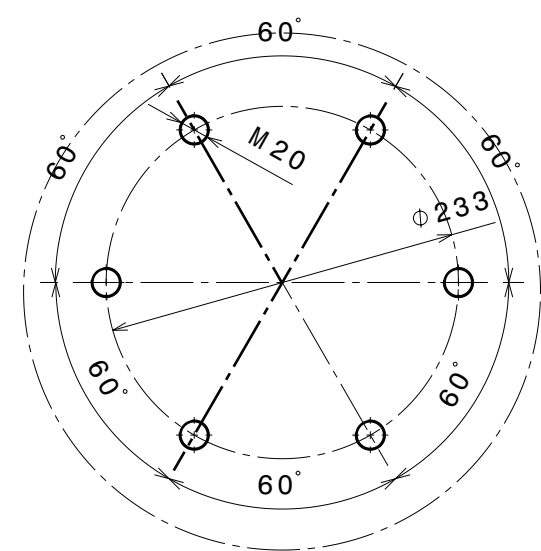
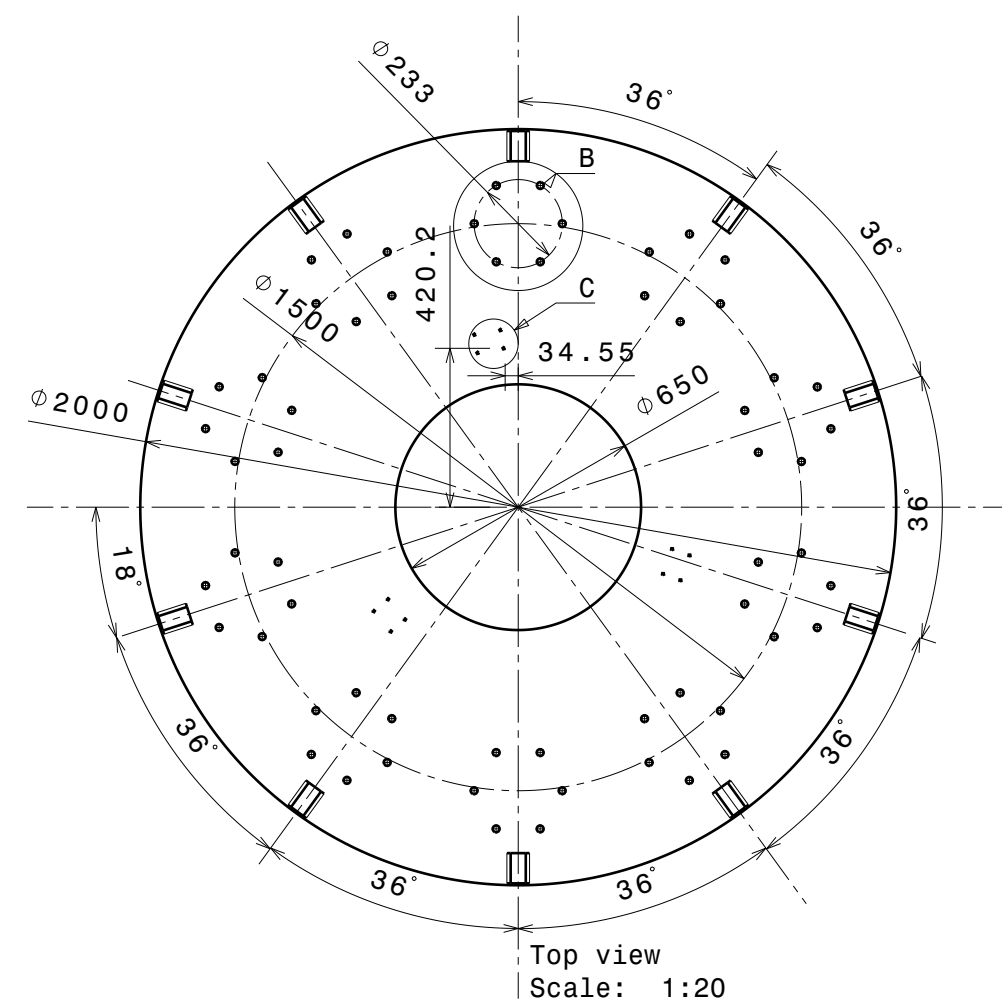
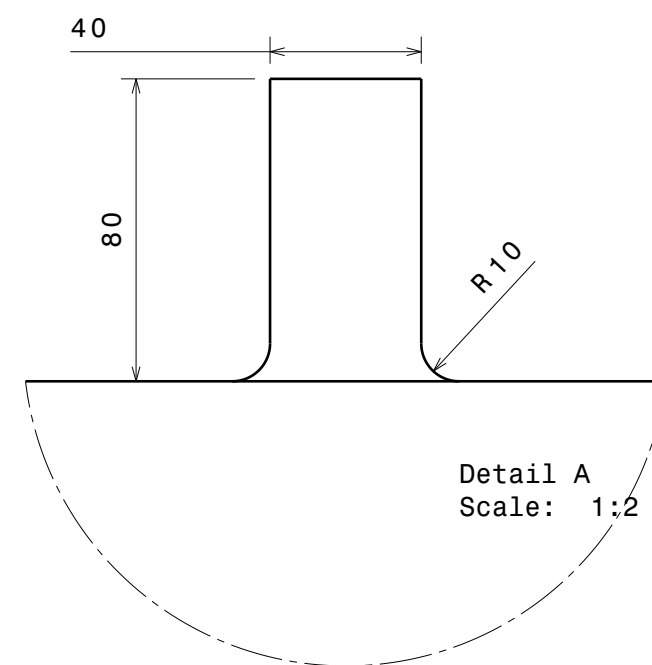
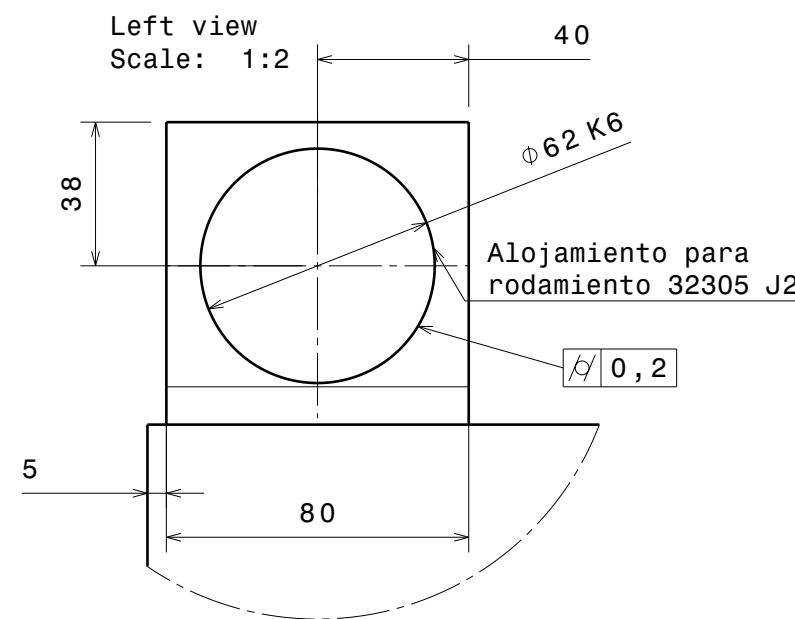
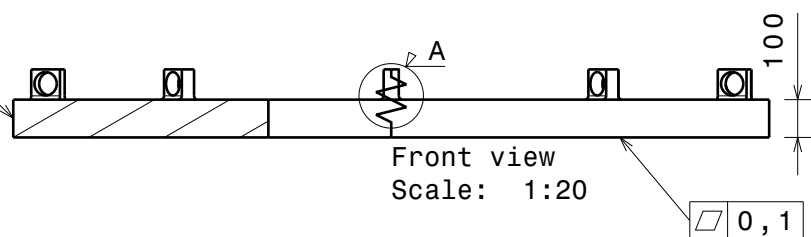
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel	
PLANO: CIERRE SOPORTE BRAZO		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:1
			Nº PLANO: 11	




- 10 Unidades
- Acero S235JR

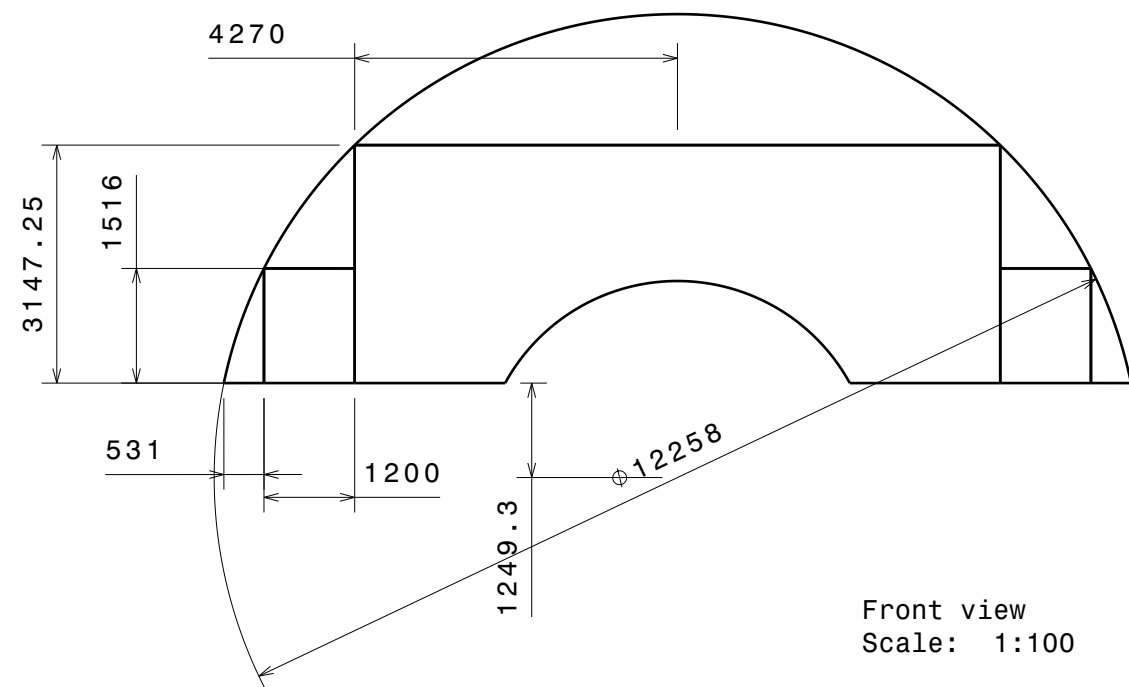
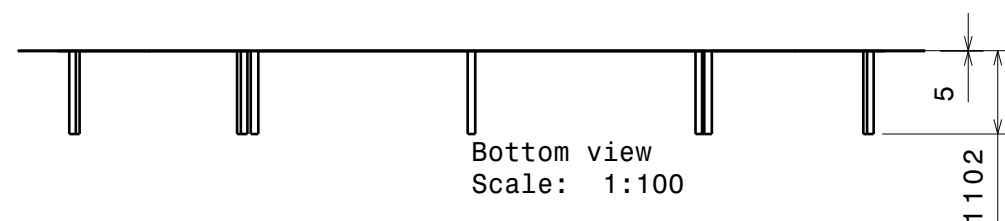
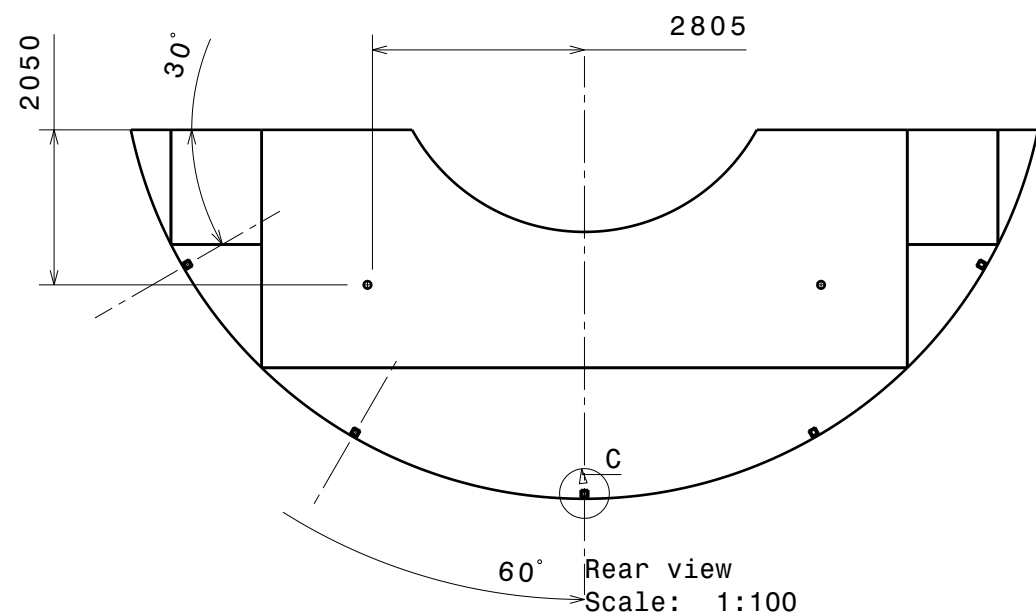
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: COLUMNA			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 10	Nº PLANO: 12

Engranaje D2000 Z250

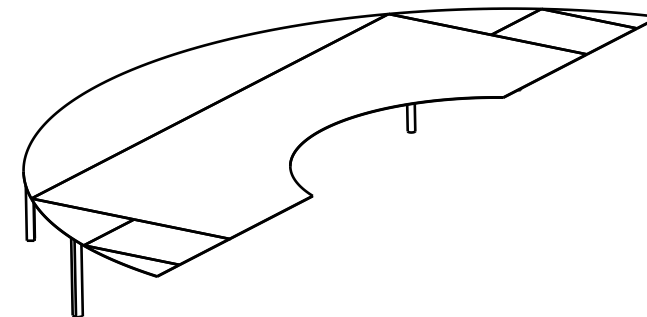


- 1 Unidad
- Acero S235JR

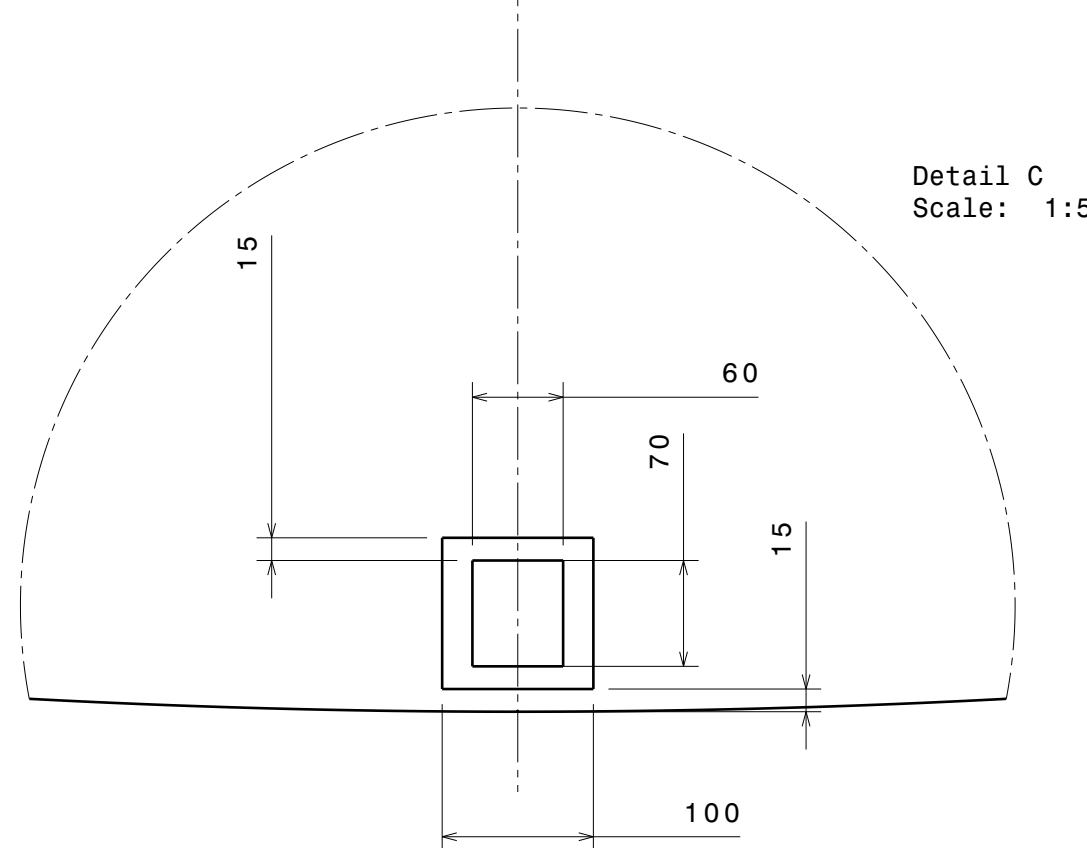
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: BASE			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 13




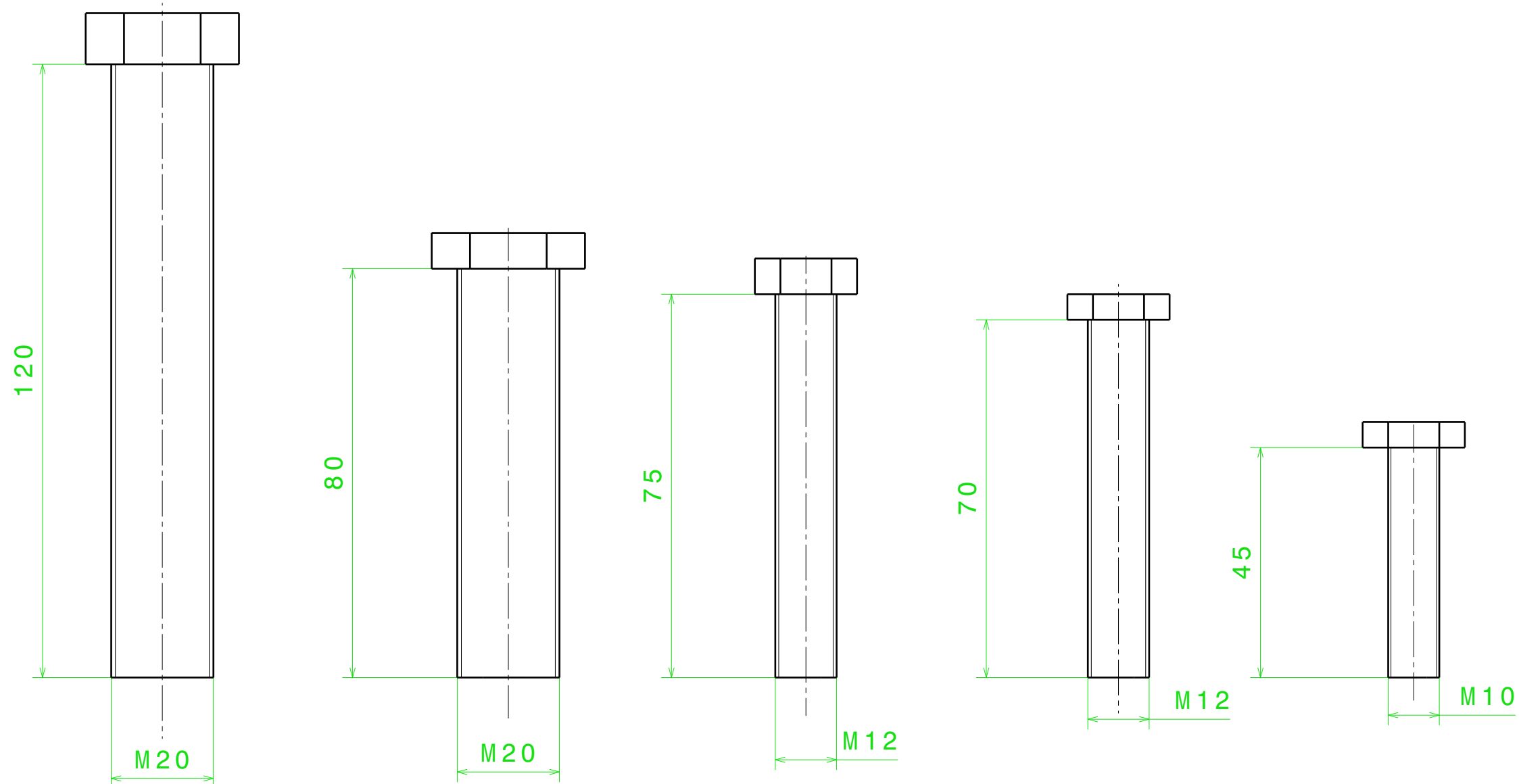
- 2 Unidades
- Acero S235JR




Isometric view
Scale: 1:100

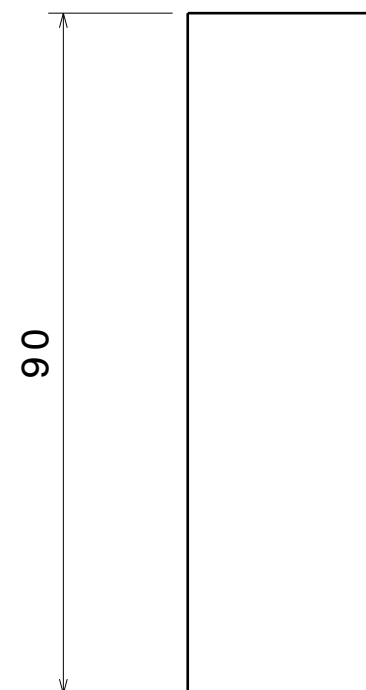
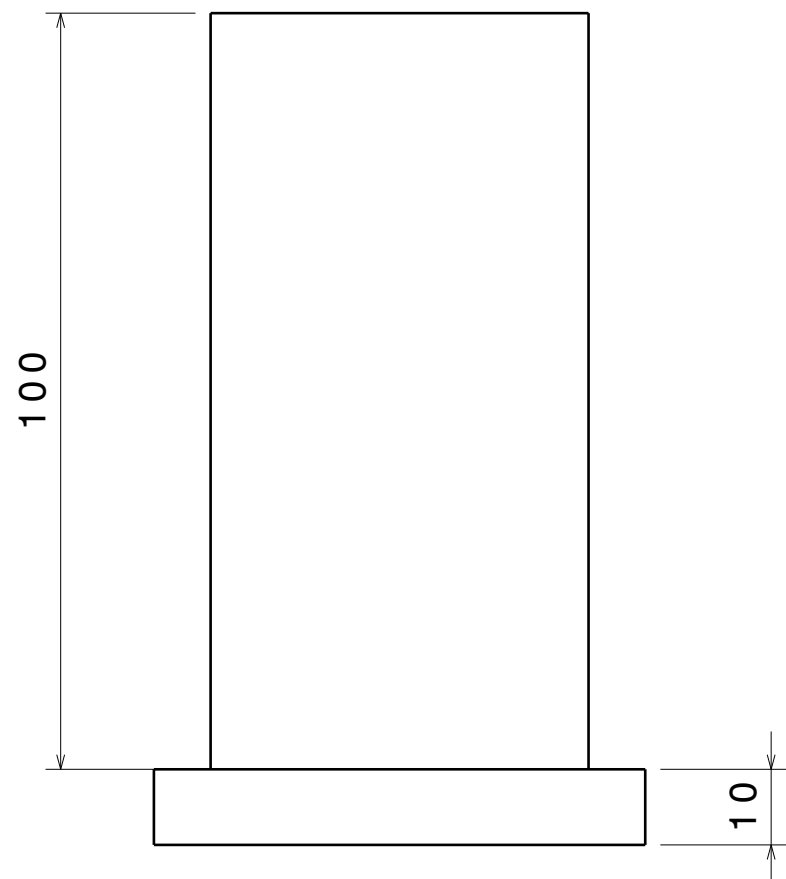


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel	
PLANO: PLATAFORMA		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:100
			Nº PLANO: 14	

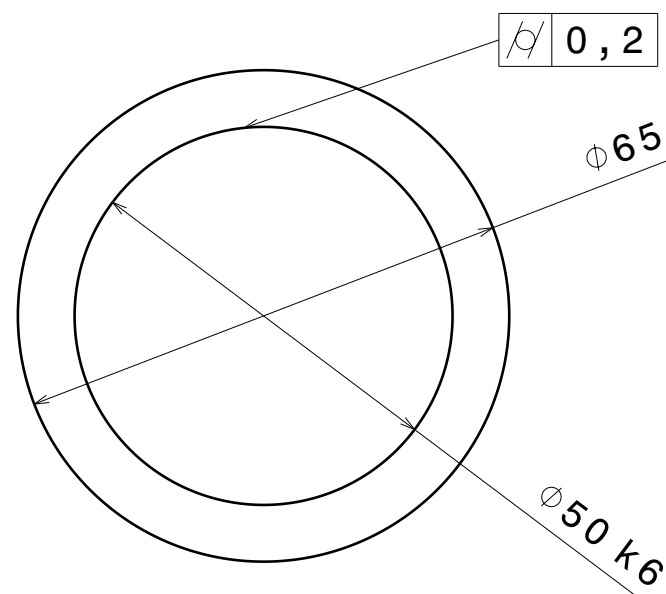
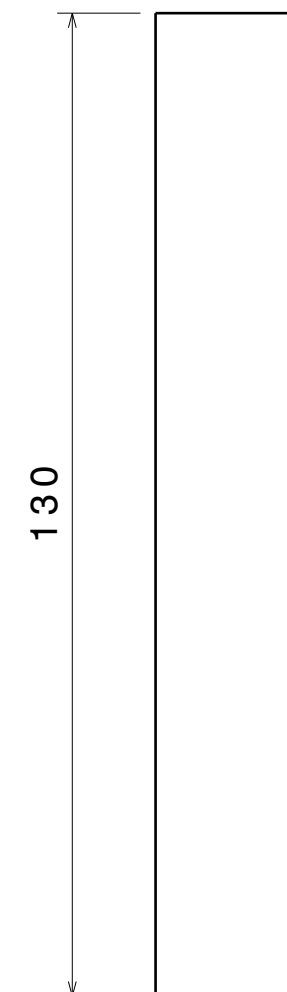
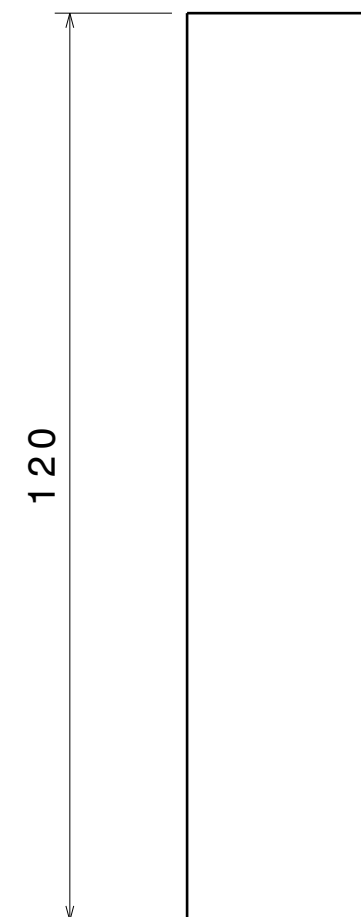


Front view
Scale: 1:1

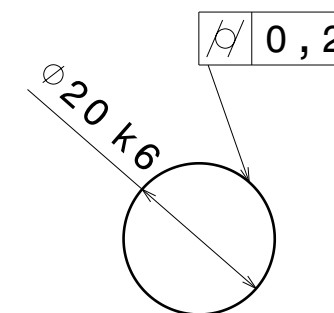
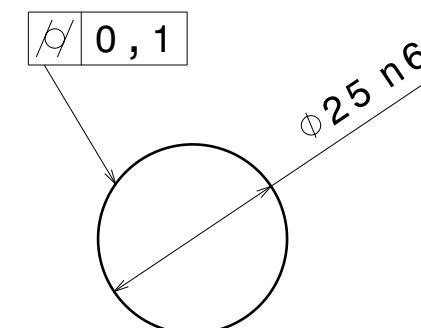
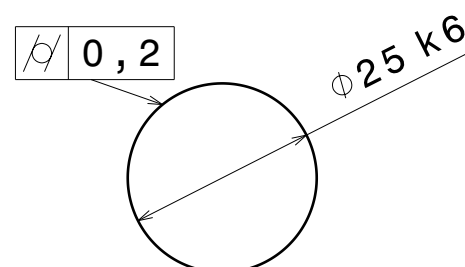
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: TORNILLOS			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO: 15




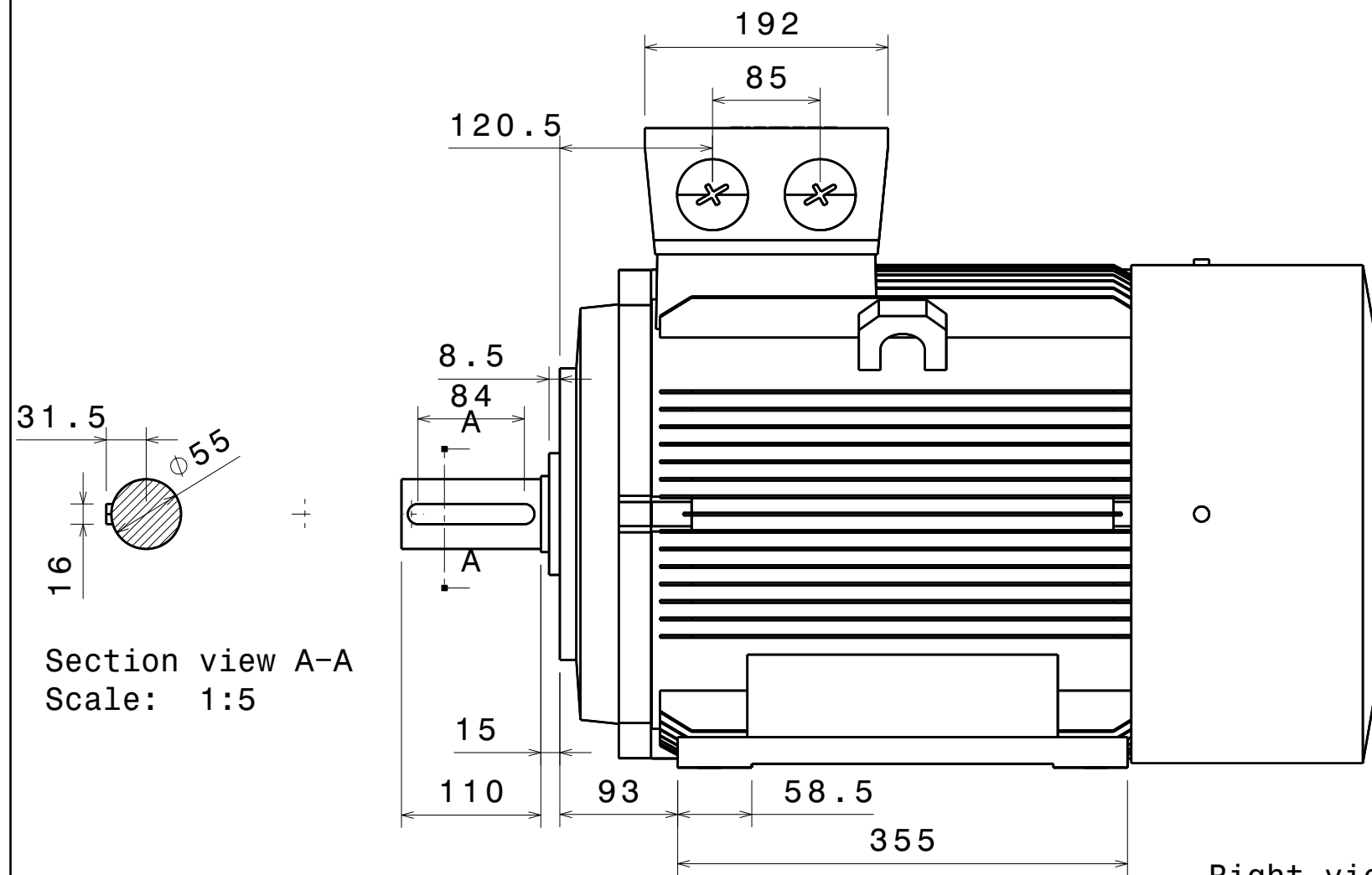
Bottom view
Scale: 1:1



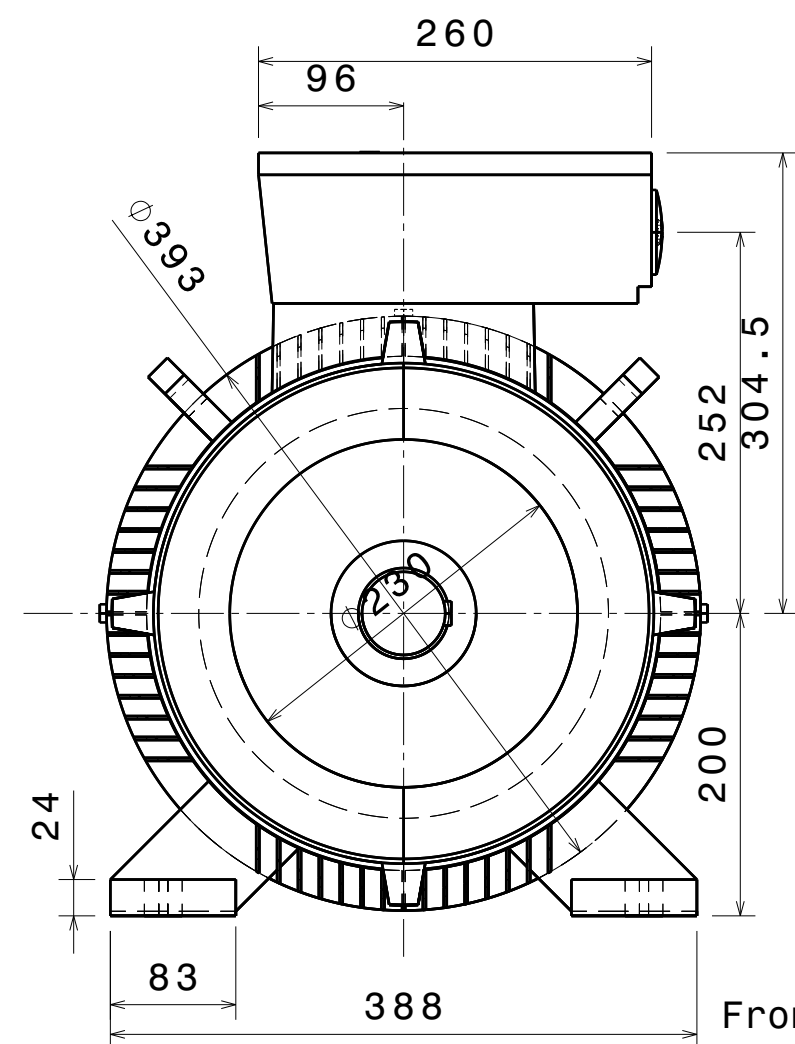
Front view
Scale: 1:1



	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: PASADORES			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 1	Nº PLANO 16




Section view A-A
Scale: 1:5

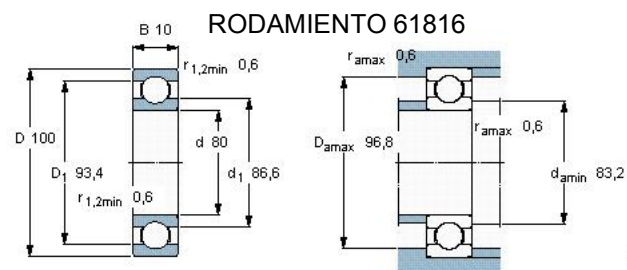


Front view
Scale: 1:5

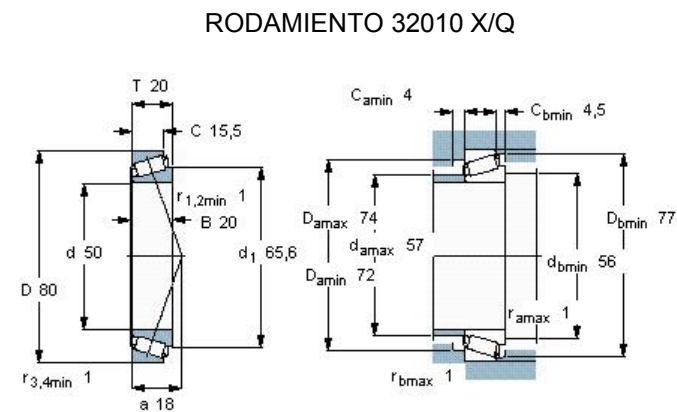
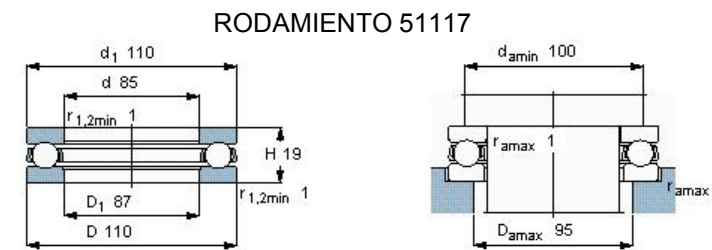
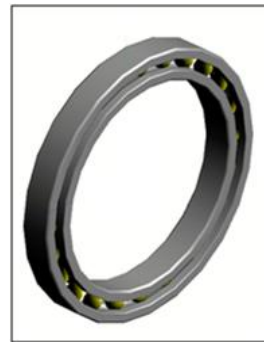
Right view
Scale: 1:5

- Modelo obtenido de proveedor Siemens
- 1 Unidad

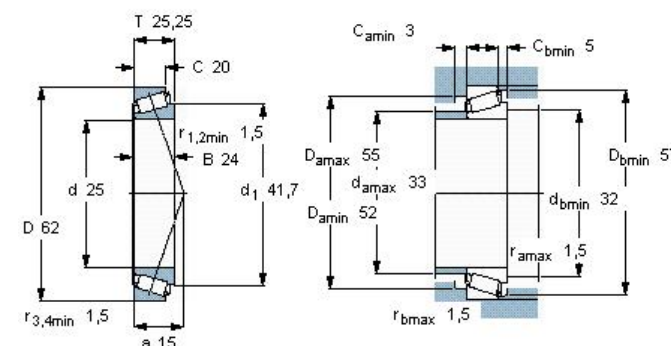
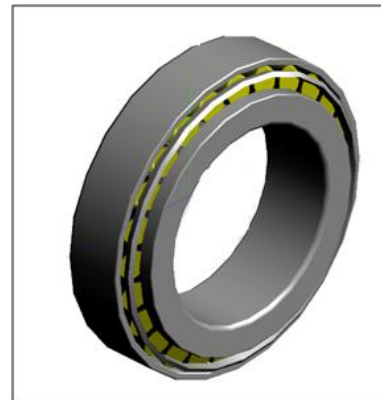
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales	
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel	
PLANO: MOTOR 1LA5207-0AB60		FIRMA:	FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:5
			Nº PLANO: 17	



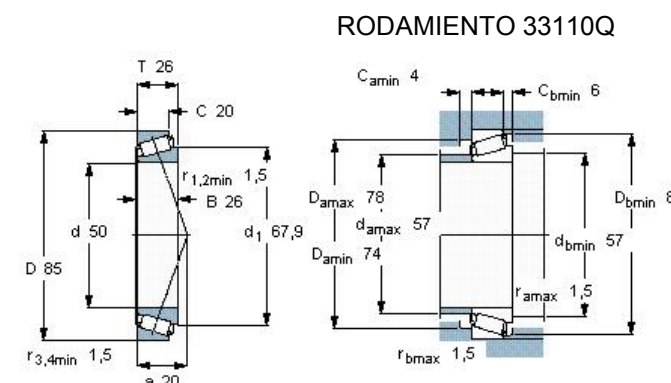
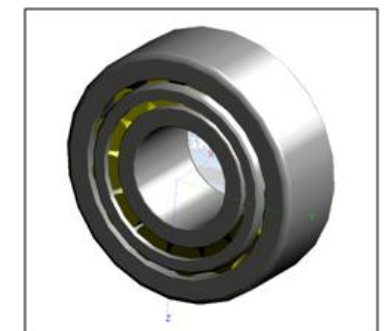
Factores de cálculo
 k_r 0,015
 f_0 17



Factores de cálculo
 e 0,43
 Y 1,4
 Y_0 0,8



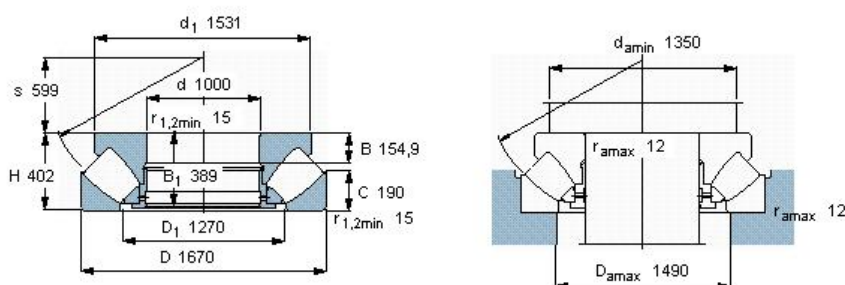
Factores de cálculo
 e 0,3
 Y 2
 Y_0 1,1




Factores de cálculo
 e 0,4
 Y 1,5
 Y_0 0,8

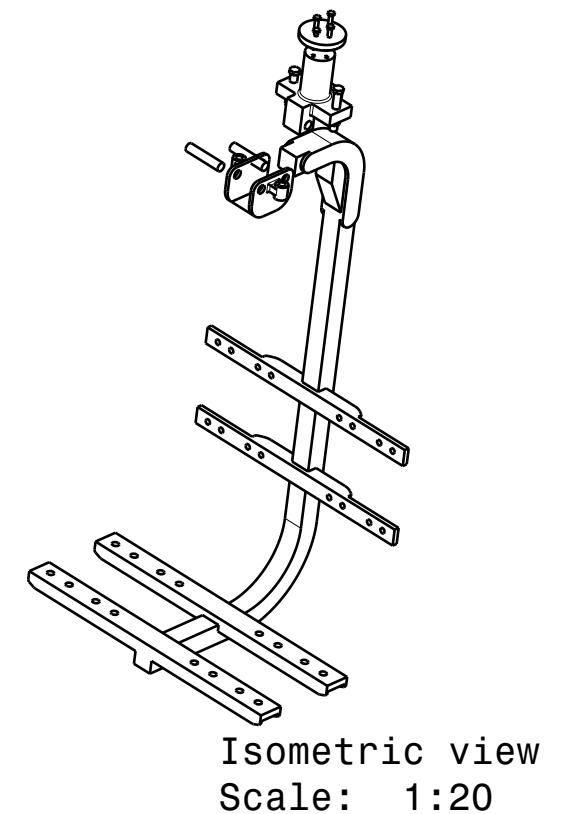
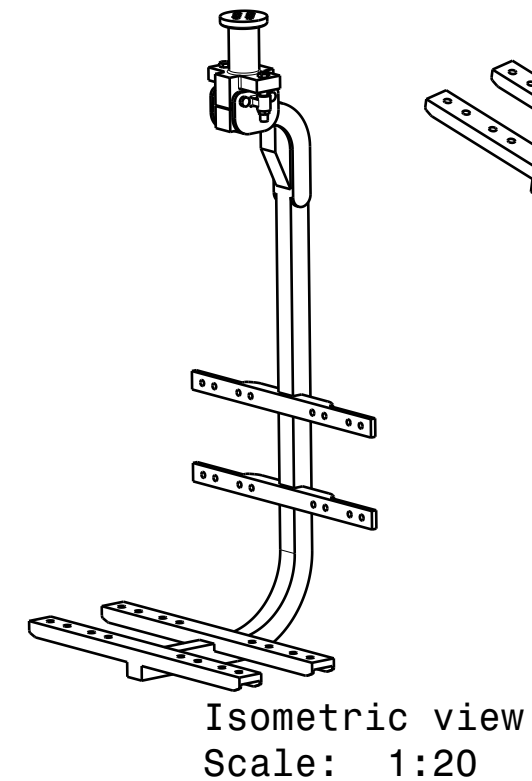
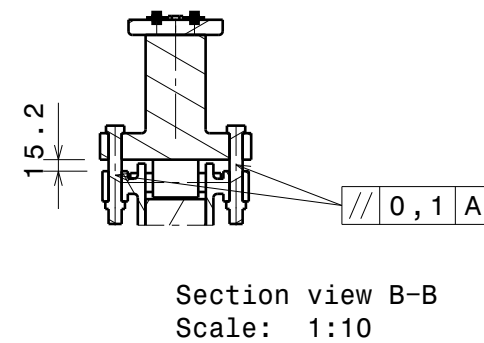
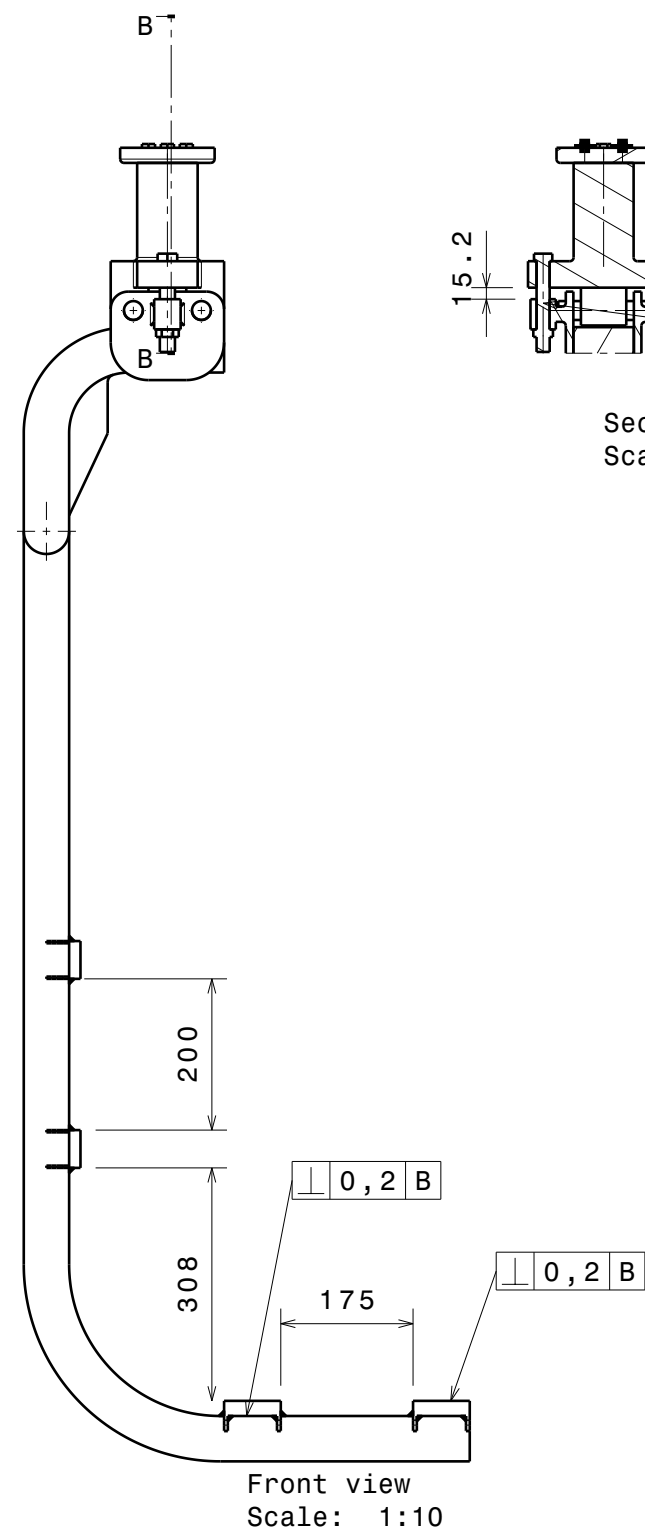
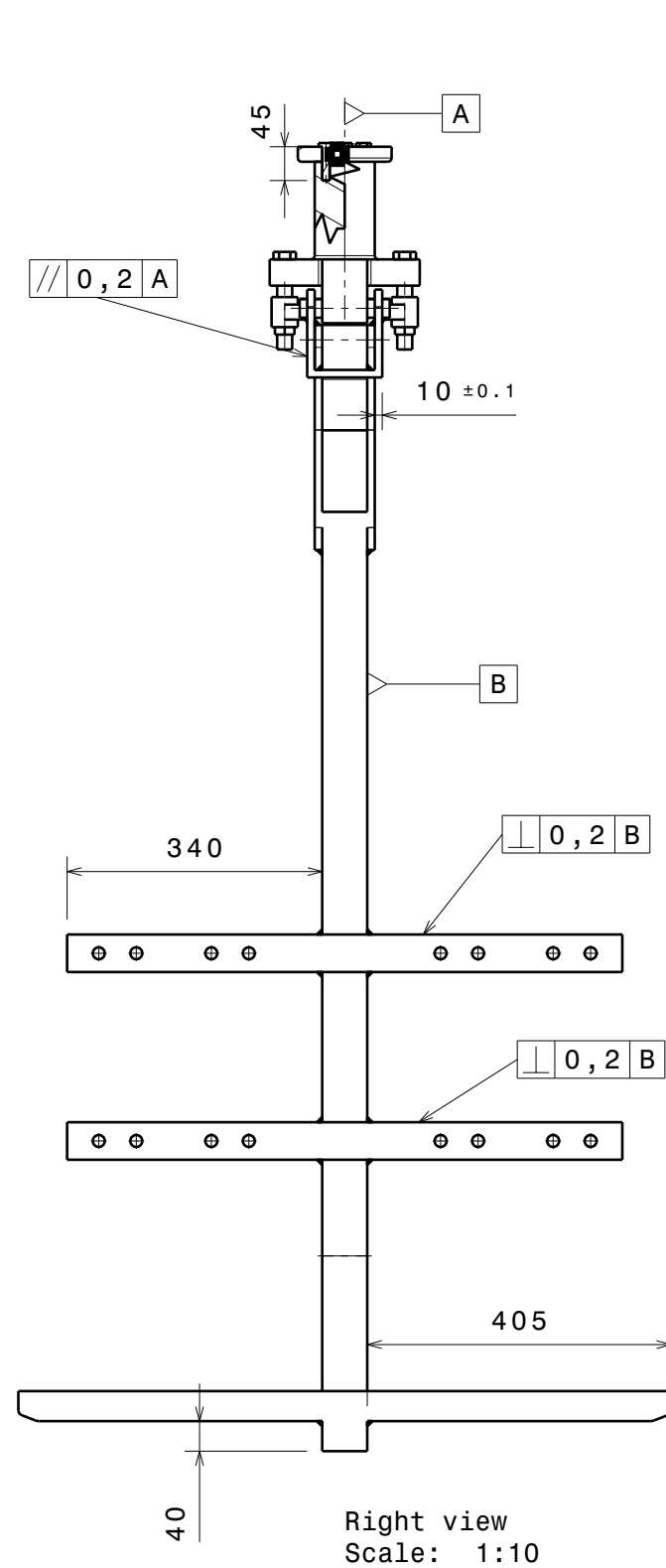


RODAMIENTO 294/1000 EF

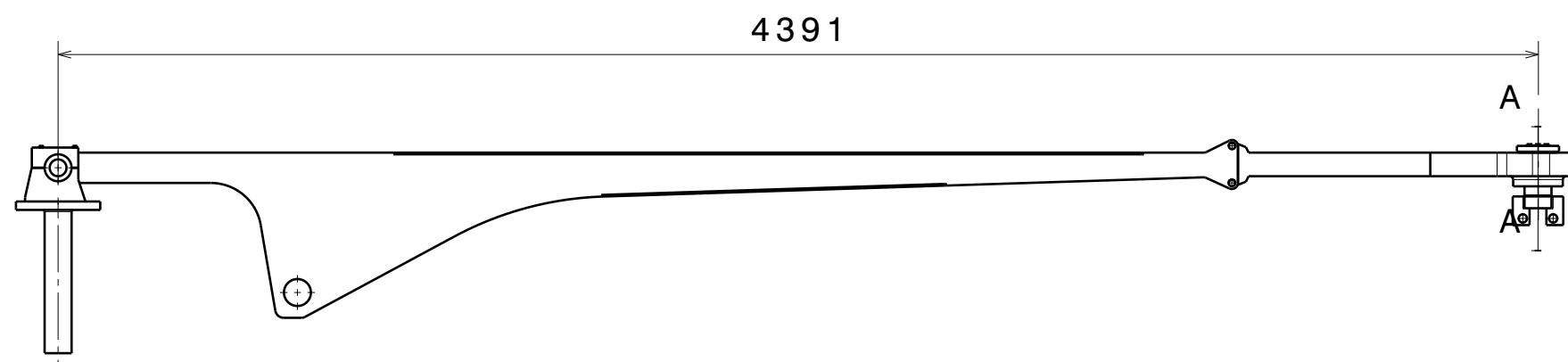


- Planos obtenidos del proveedor SKF

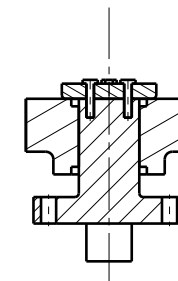
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA				REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
				FIRMA:		
PLANO: RODAMIENTOS				FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 18



	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA				REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
				FIRMA:		
PLANO: PLANO CONJUNTO. SOPORTE ASIENTO				FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 19



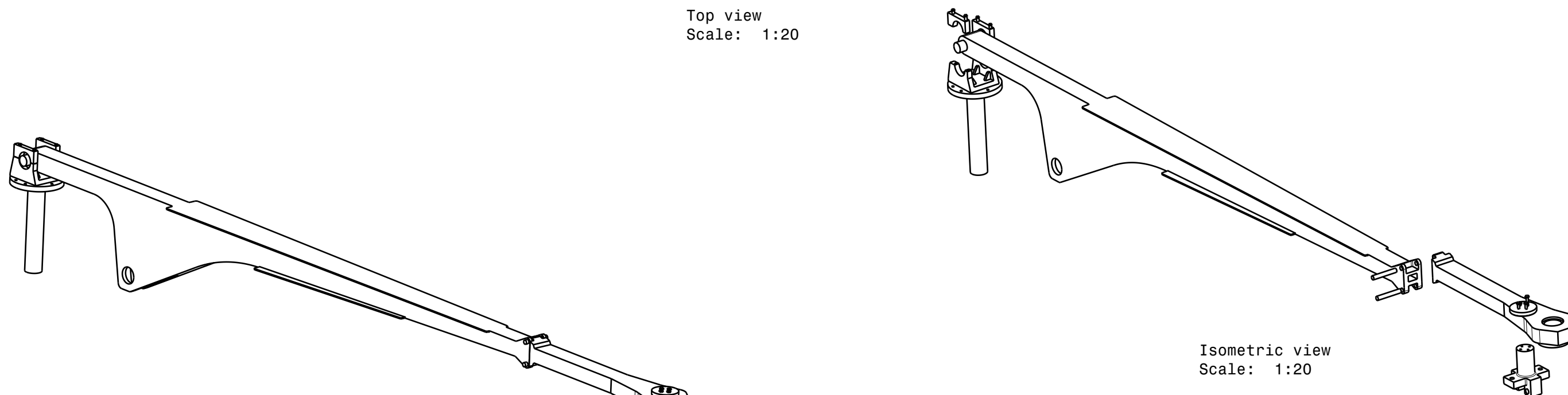
Front view
Scale: 1:20



Section view A-A
Scale: 1:10



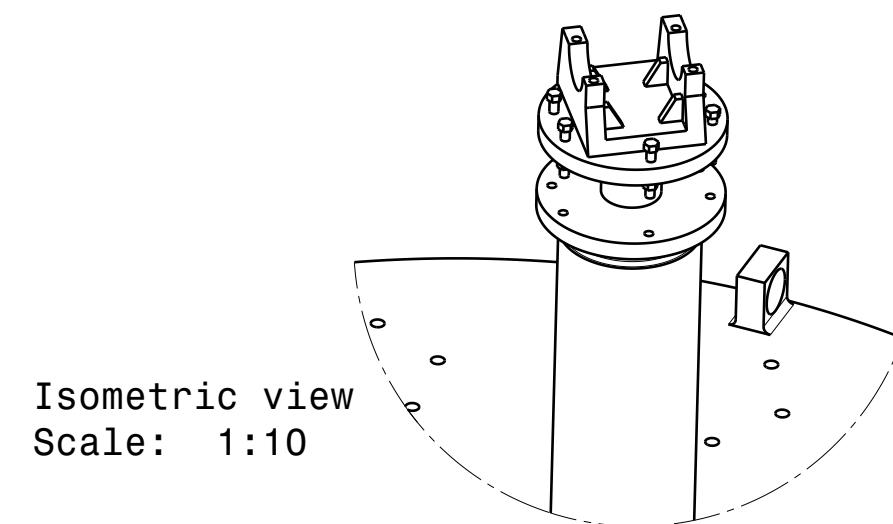
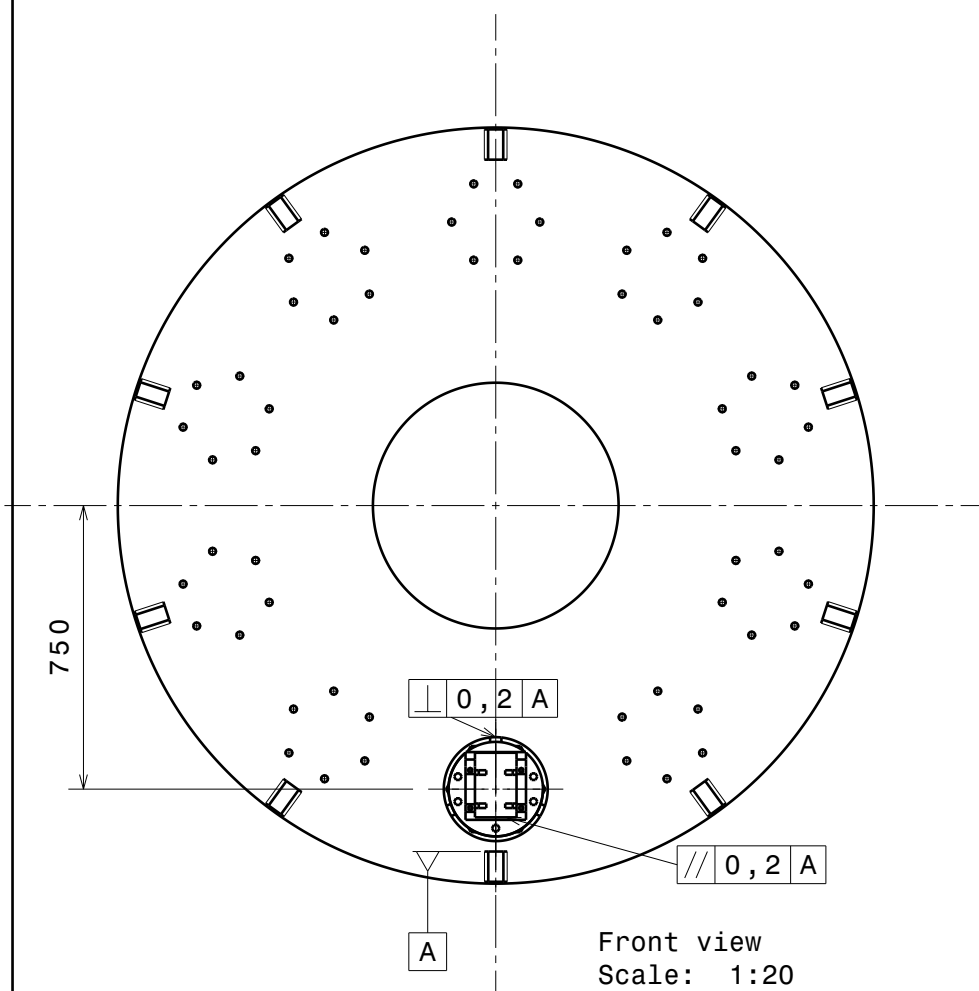
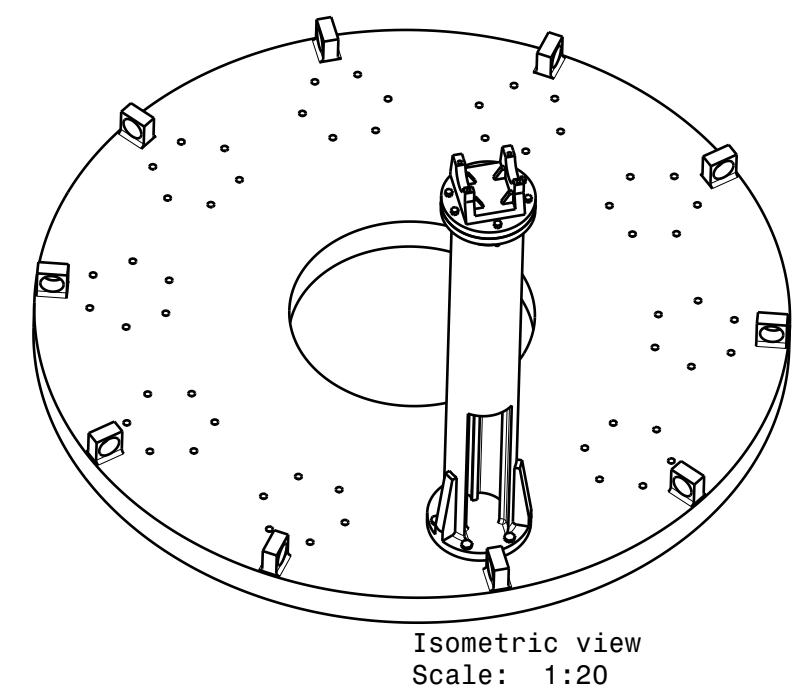
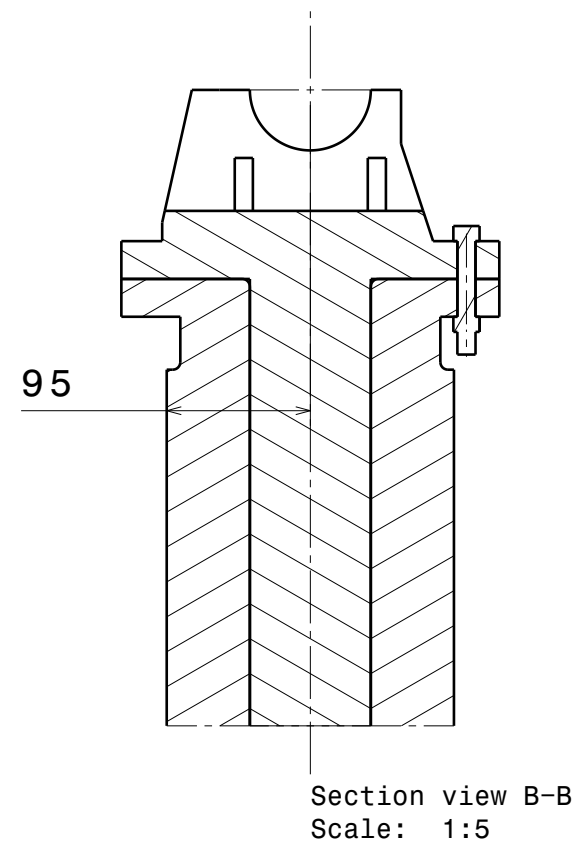
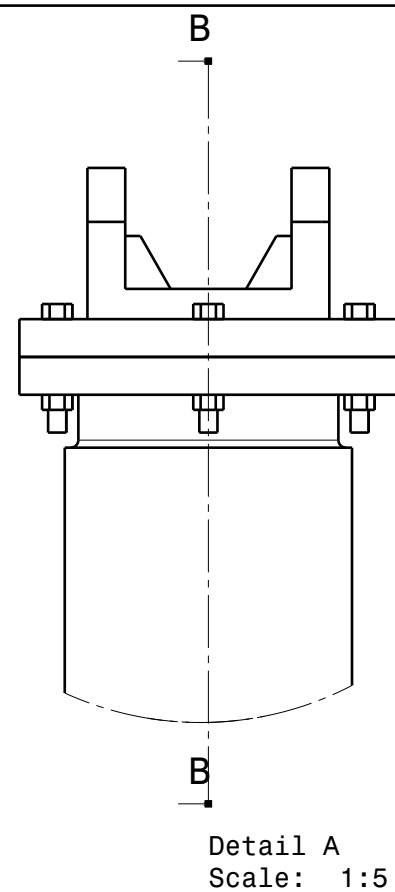
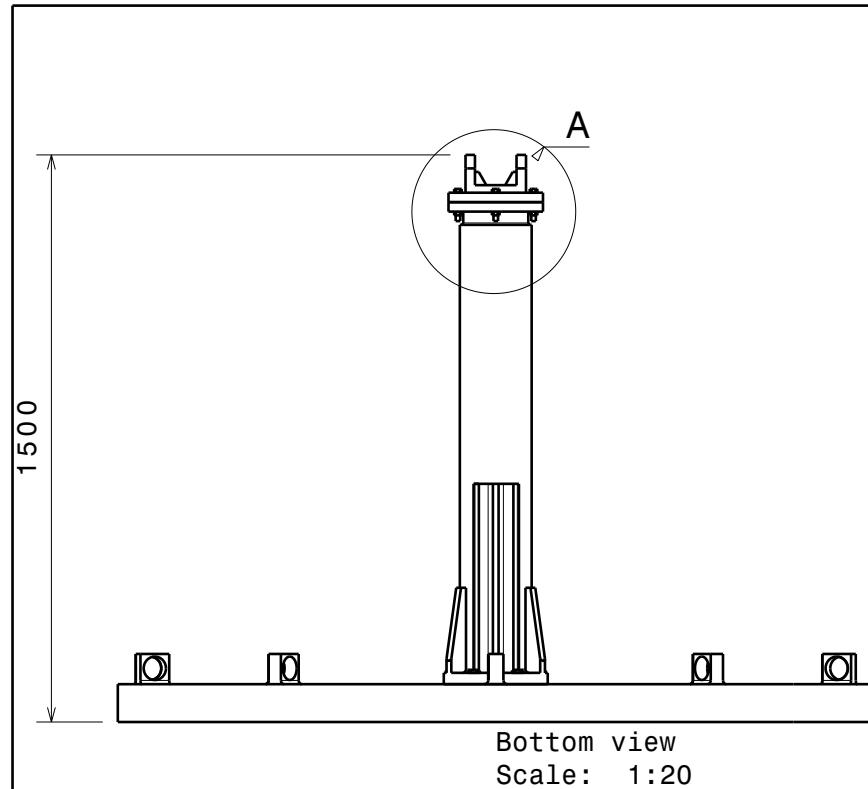
Top view
Scale: 1:20




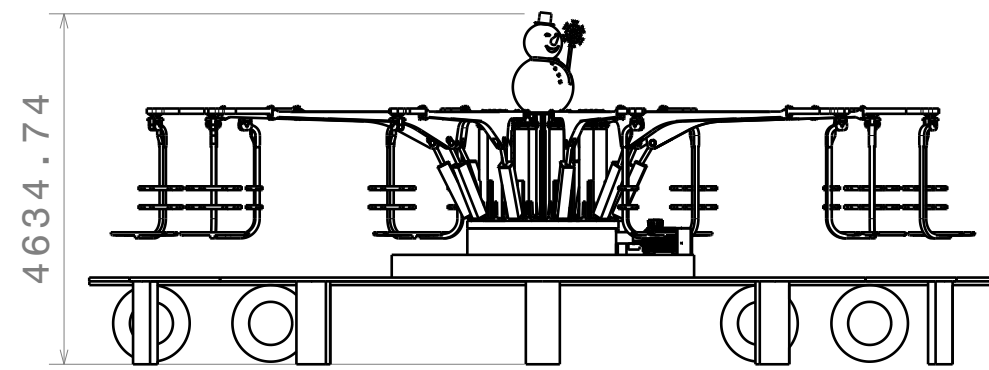
Isometric view
Scale: 1:20

Isometric view
Scale: 1:20

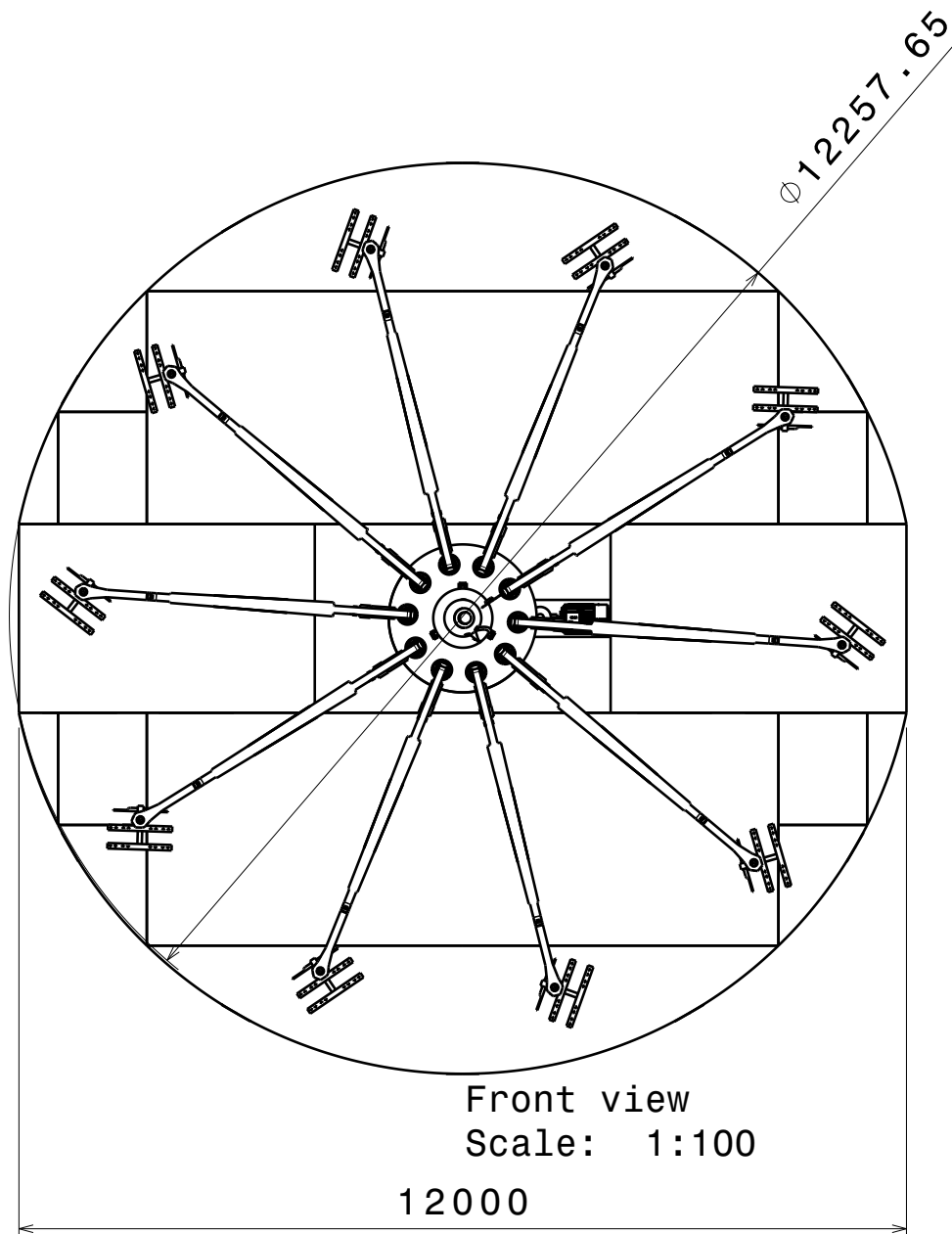
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA				REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
				FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO BRAZO Y SOPORTES				FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO 20



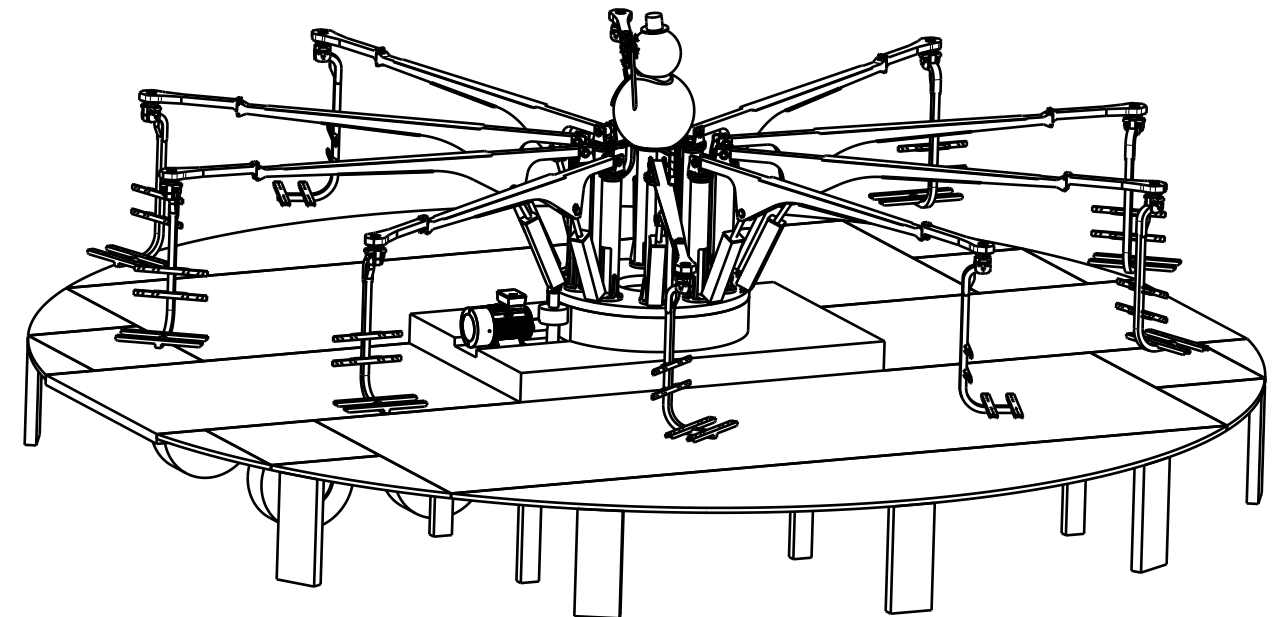
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA		REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
PLANO: CONJUNTO COLUMNA Y BASE		FIRMA:		FECHA: 03 Junio 2012	
		ESCALA: 1:20		Nº PLANO: 21	




Bottom view
Scale: 1:100

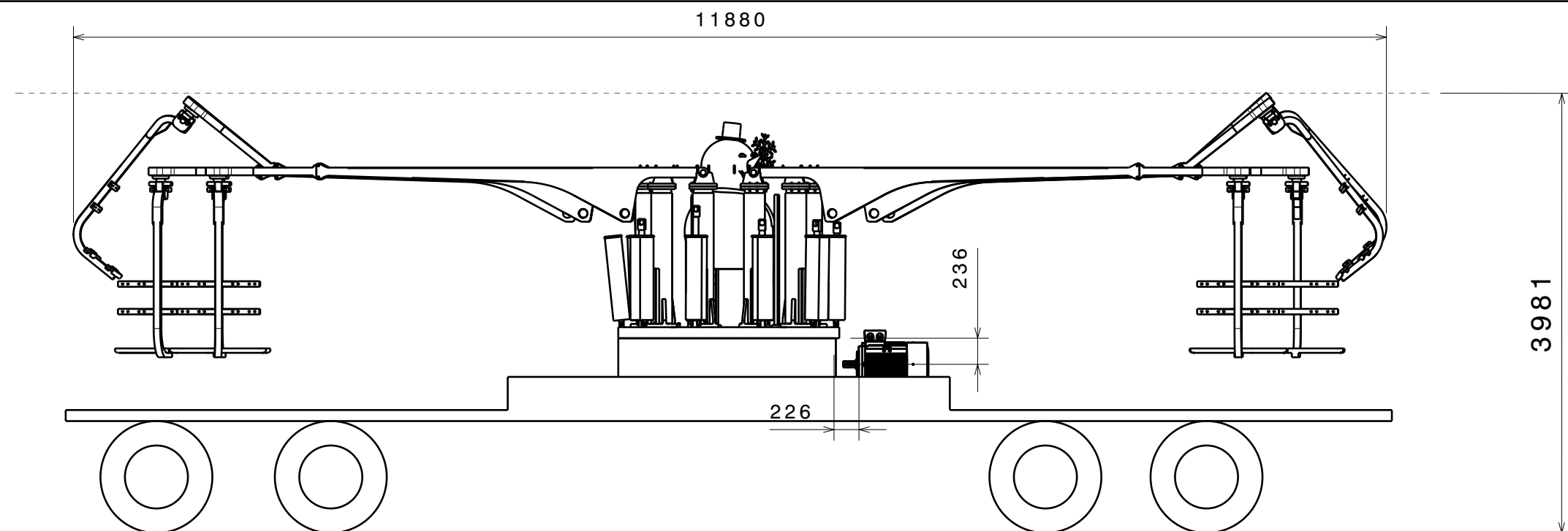


Front view
Scale: 1:100

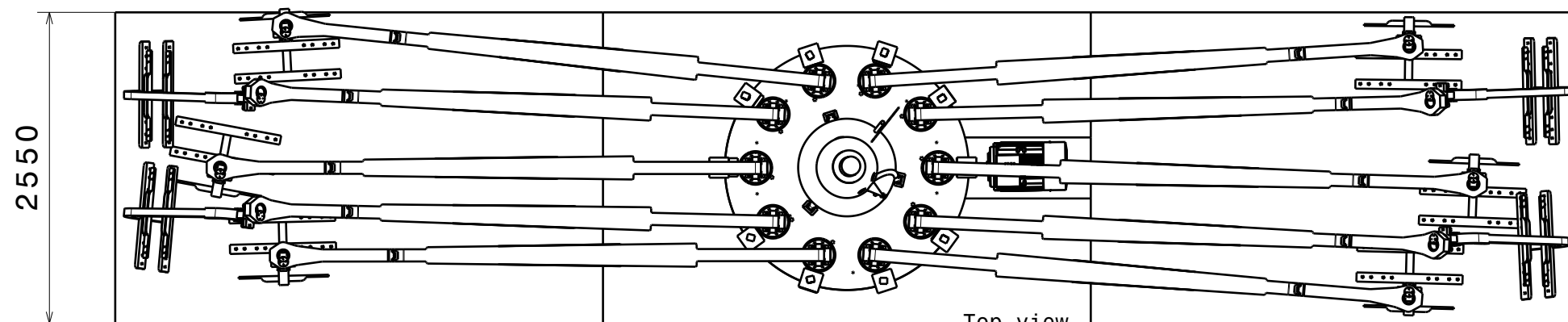


Isometric view
Scale: 1:75

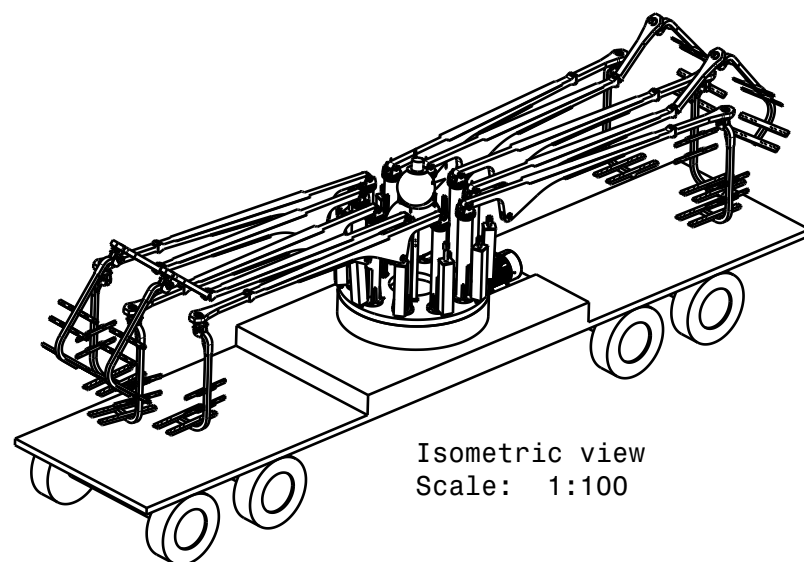
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: ATRACCIÓN COMPLETA			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:100	Nº PLANO: 22




Front View
Scale: 1:50

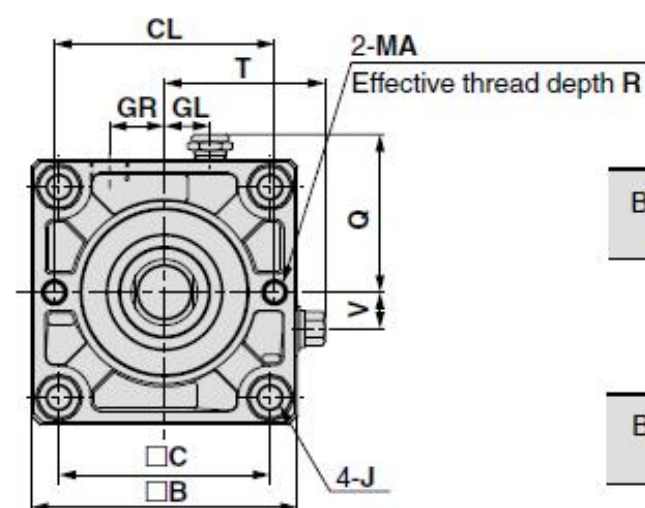
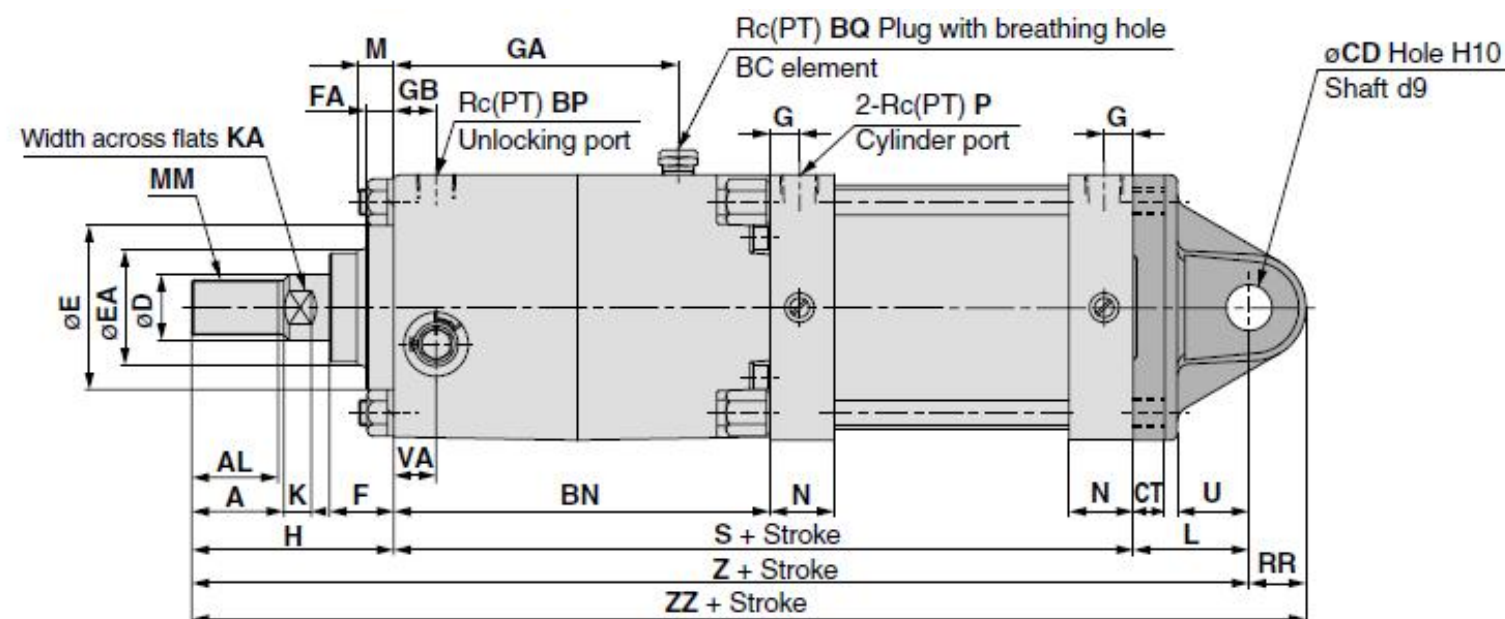
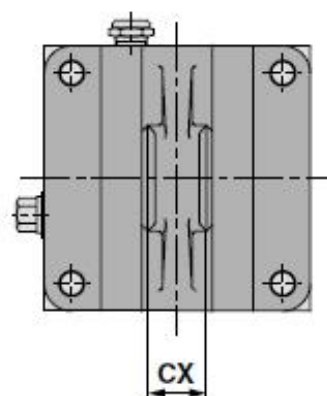


Top view
Scale: 1:50



Isometric view
Scale: 1:100

	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL			
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: ATRACCIÓN EN MODO TRANSPORTE			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:100	Nº PLANO: 23

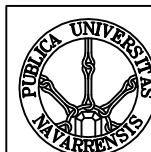


- Plano obtenido de proveedor SMC

- Modelo CNSC

Bore size (mm)	Stroke range (mm)	A	AL	B	BN	BP	BQ	C	CD _{H10}	CL	CT	CX	D	E	EA	F	FA	G	GA	GB	GL
125	to 1000	50	47	145	205	1/2	3/8	115	25 ^{+0.084} ₀	120	17	32 ^{-0.1} _{-0.3}	36	90	63	35	14	16	155	23	25

Bore size (mm)	GR	J	K	KA	L	M	MA	MM	N	P	Q	R	RR	S	T	U	V	VA	H	Z	ZZ
125	30	M14 x 1.5	15	31	65	19	M12 x 1.75	M30 x 1.5	35	1/2	85.5	25	29	303	87.5	35	20	23	110	478	507



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:
**Ingeniería mecánica,
energética y de materiales**

PROYECTO:

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA
ATRACCIÓN DE FERIA**

REALIZADO:

**de la Torre González,
Miguel**

FIRMA:

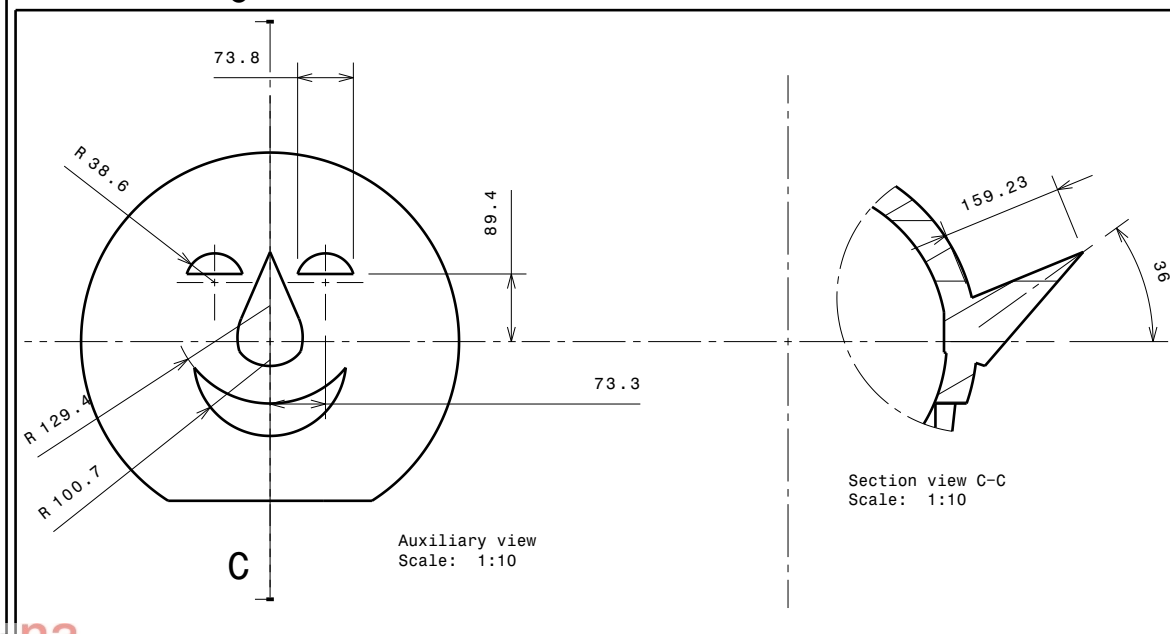
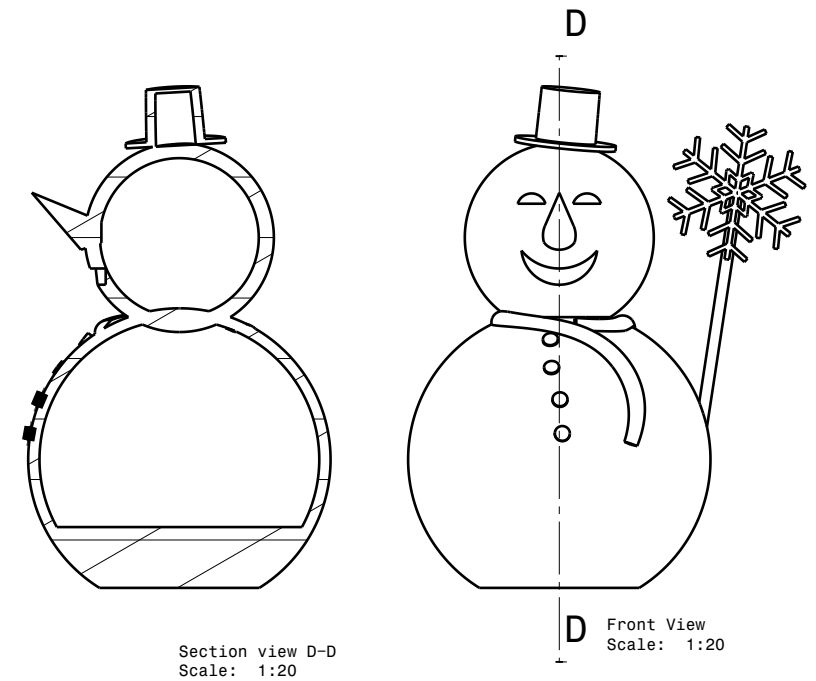
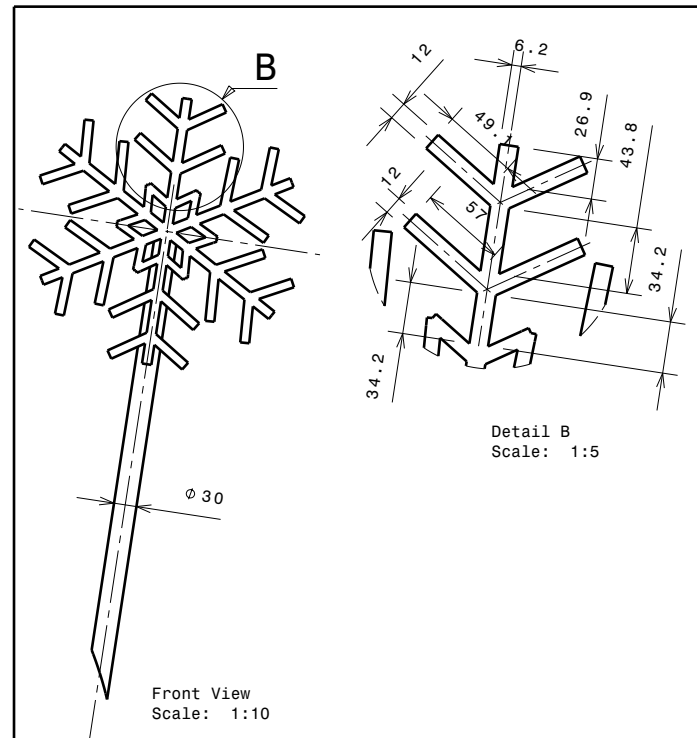
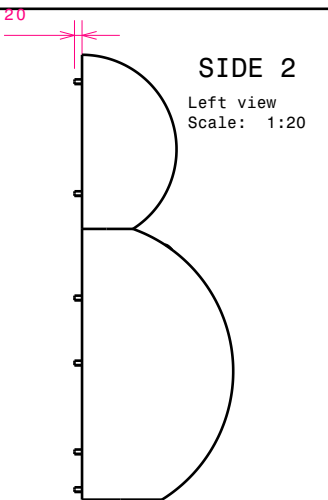
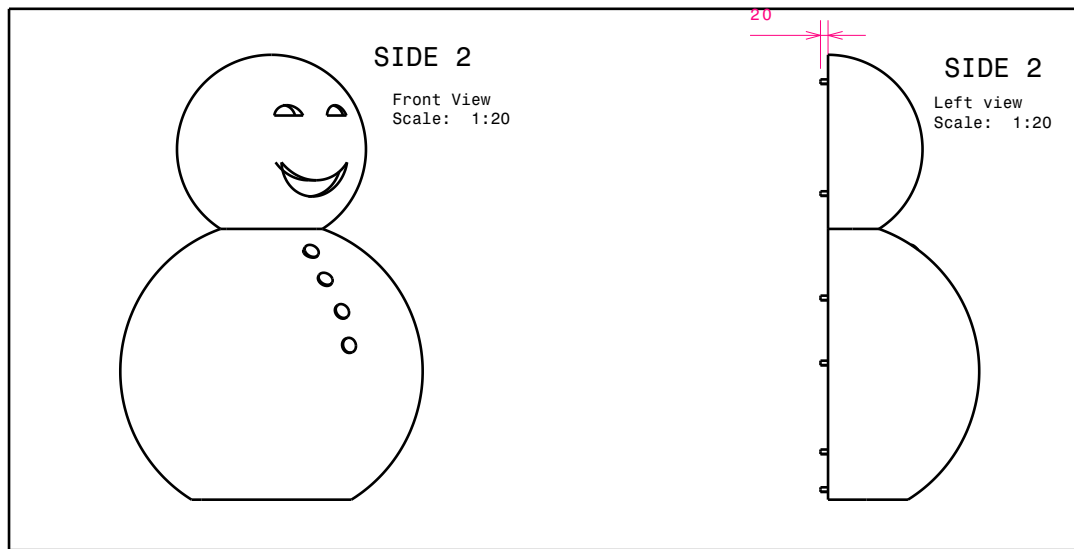
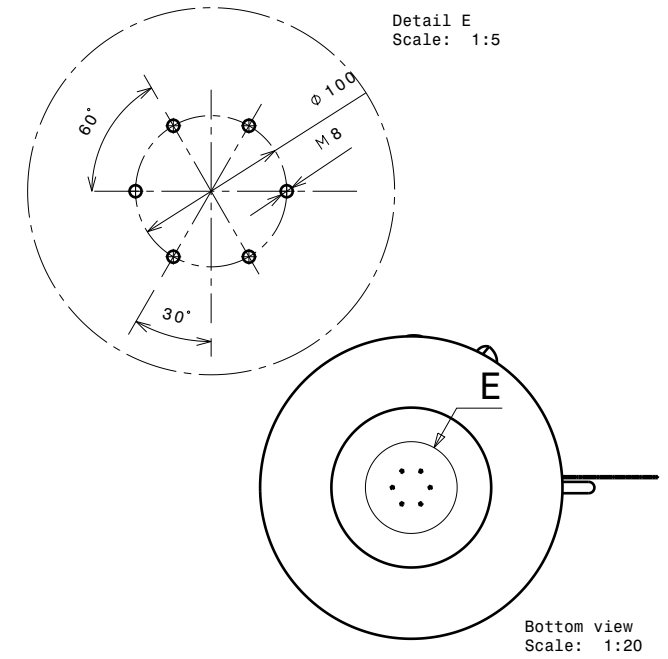
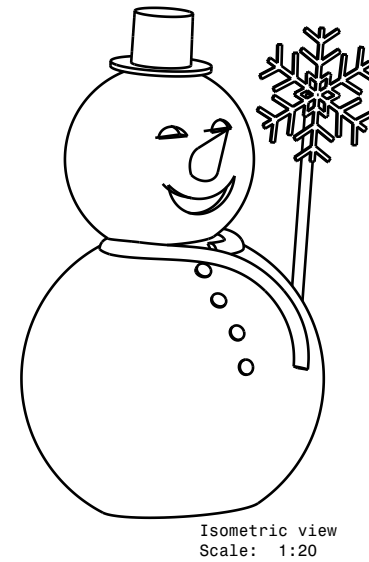
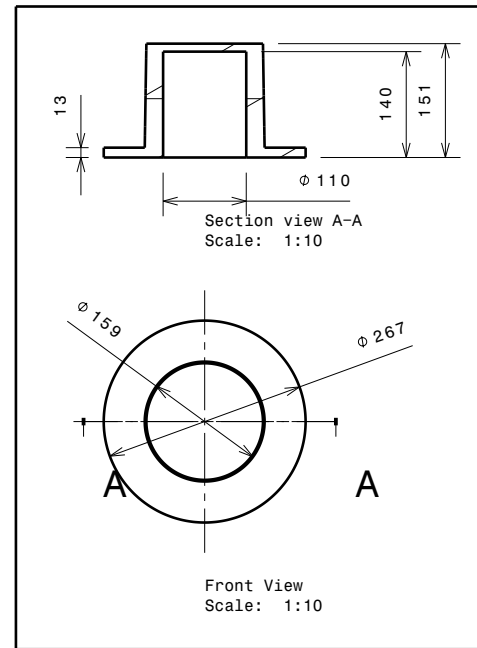
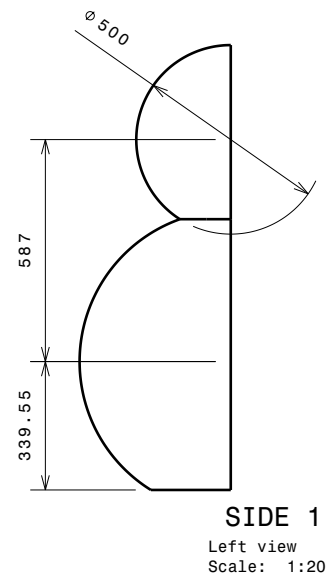
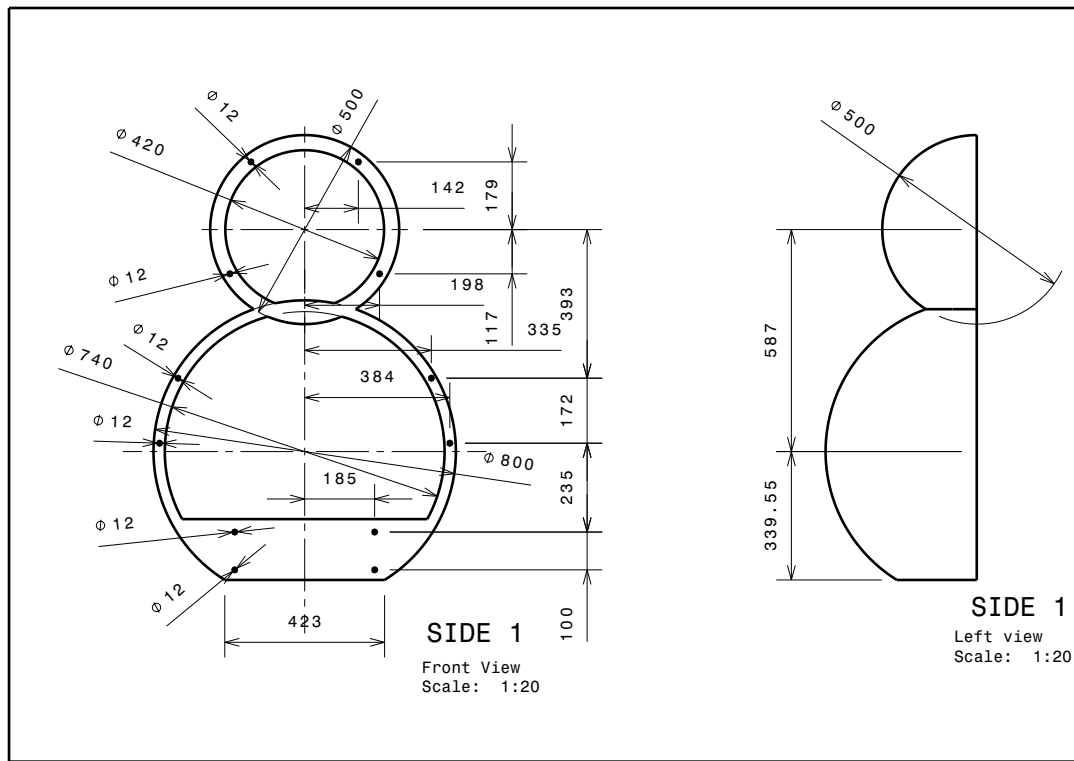
PLANO:


ACTUADOR HIDRÁULICO - MODELO CNSC

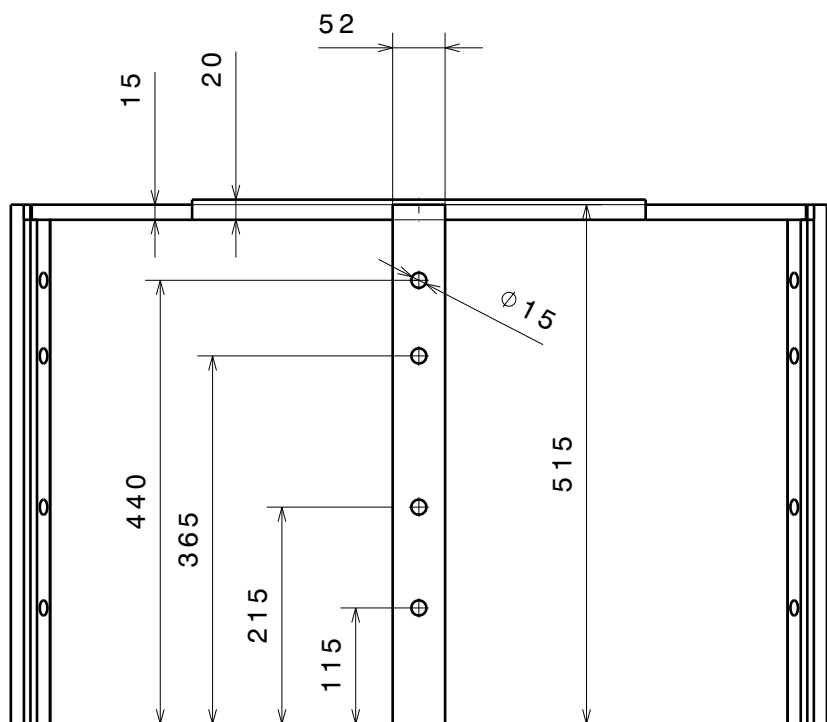
FECHA:
**03 Junio
2012**

ESCALA:
-

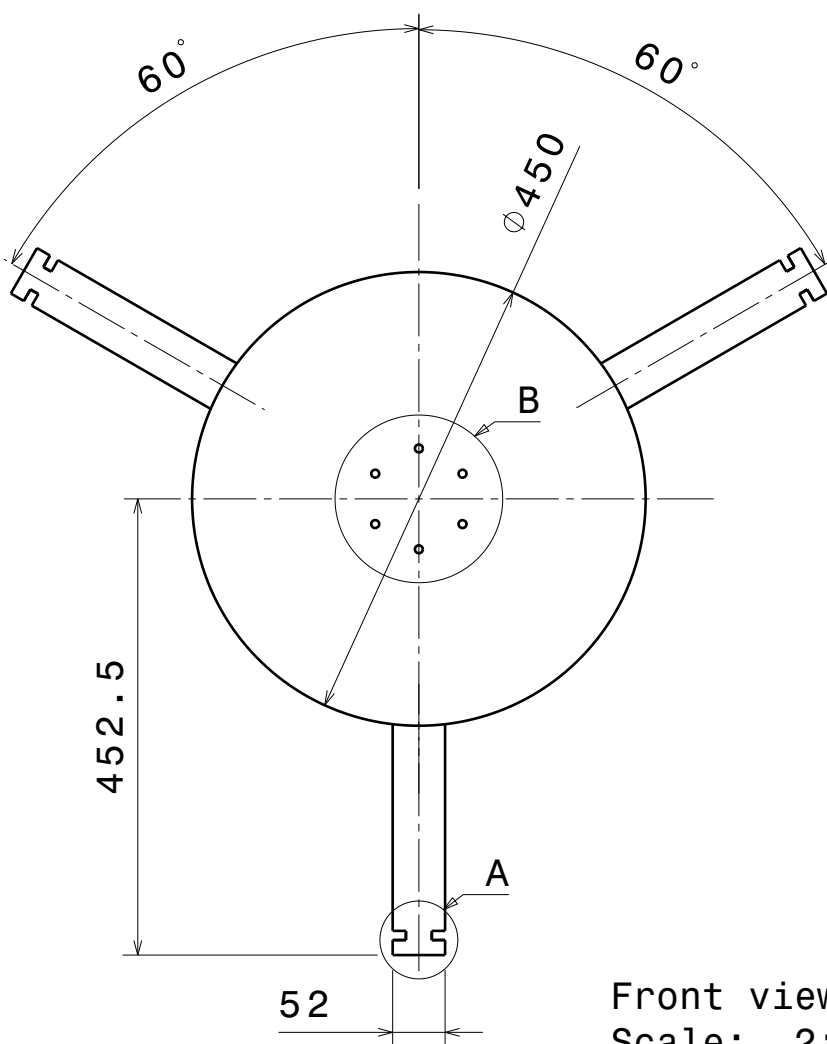
Nº PLANO:
24



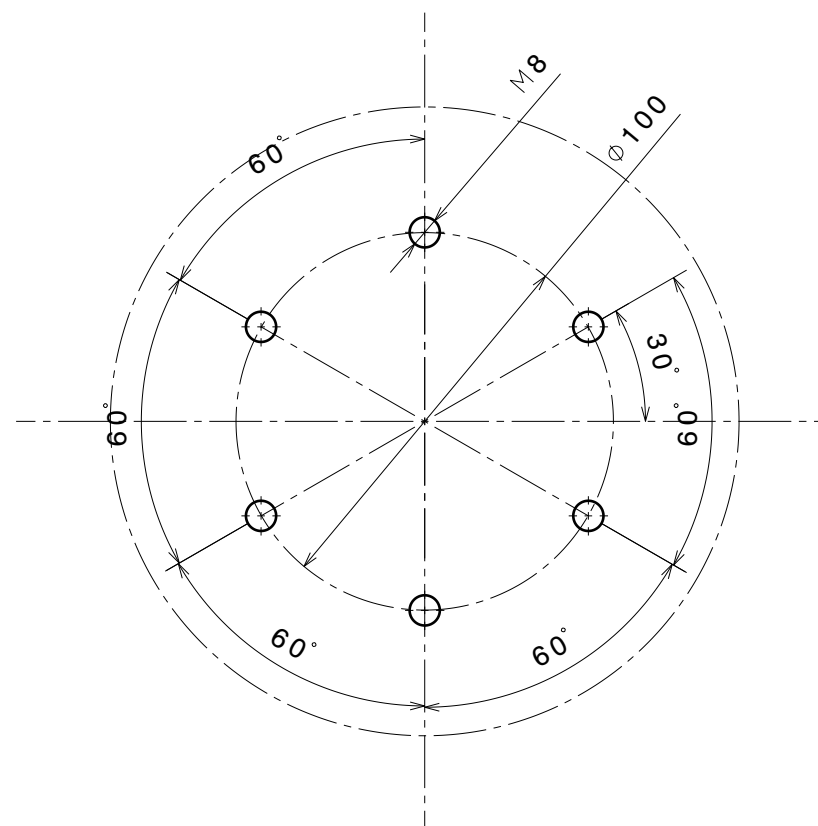
 <div>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: PLANO DESPIECE MASCOTA			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1:20	Nº PLANO: 25



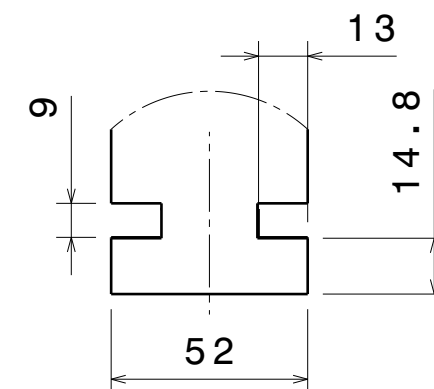
Bottom view
Scale: 2:15



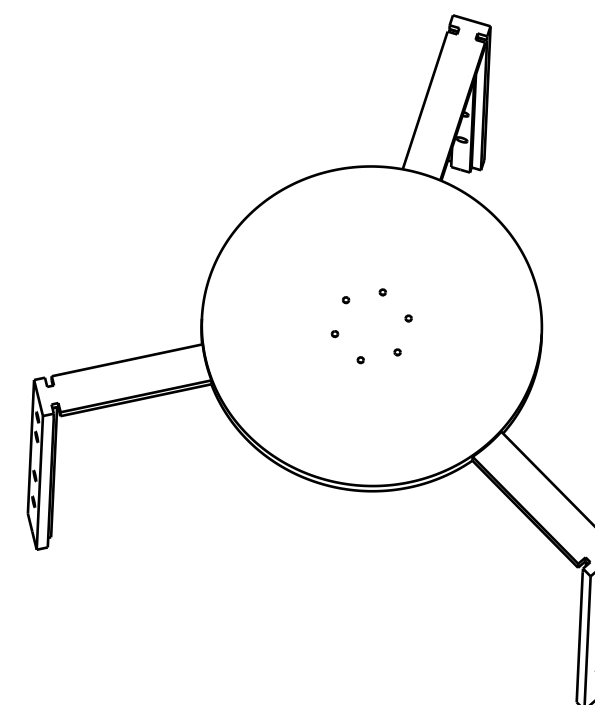
Front view
Scale: 2:15



Detail B
Scale: 1:2




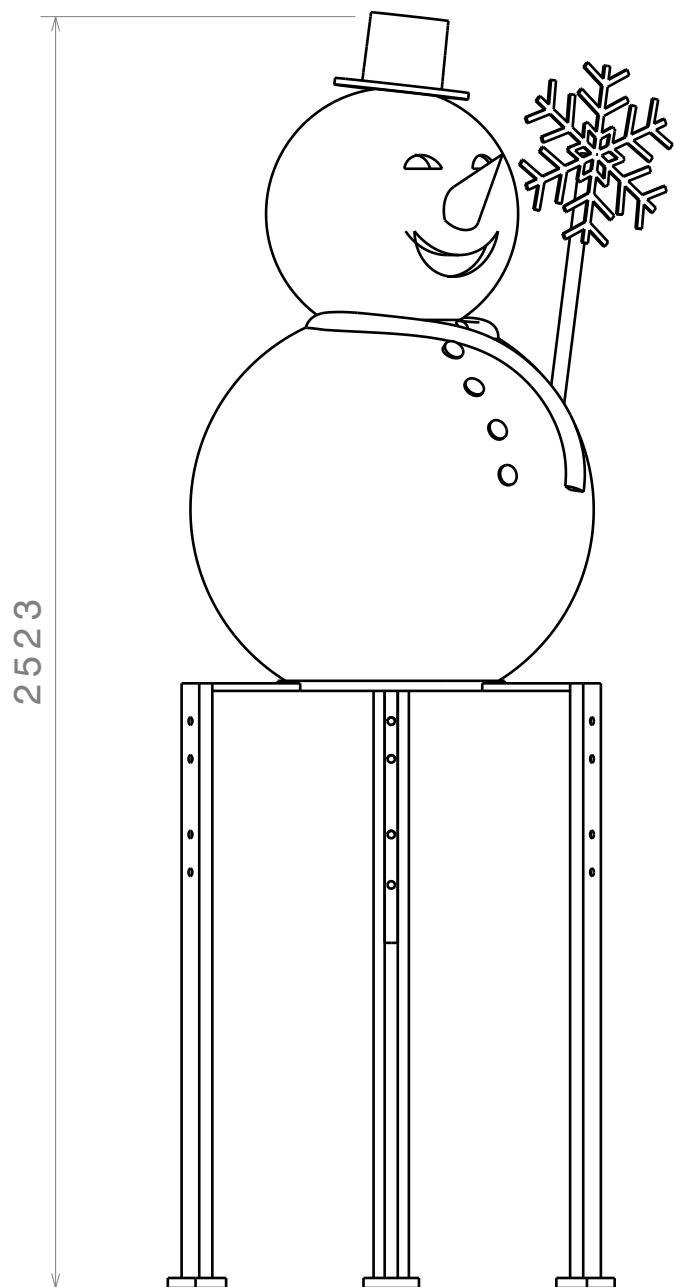
Detail A
Scale: 1:2



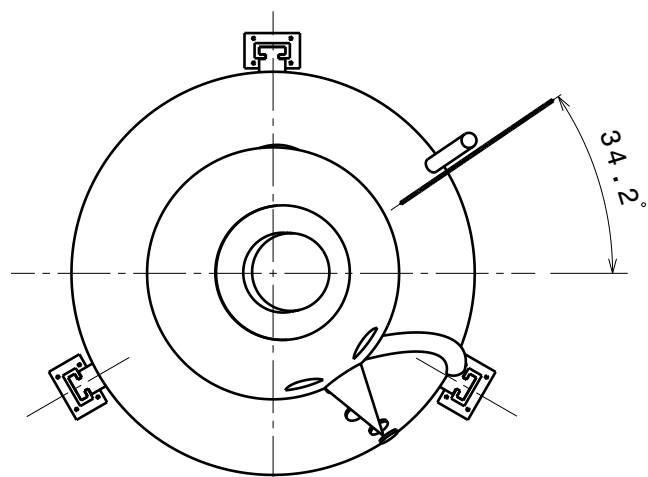
Isometric view
Scale: 1:10

- 1 Unidad
- Acero S235JR

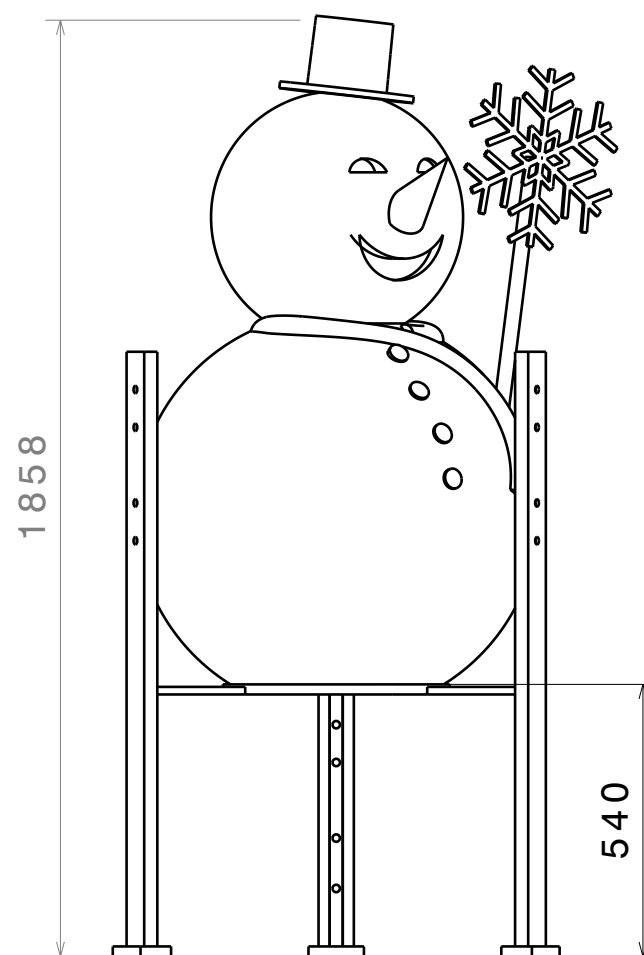
	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
		INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA				REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
				FIRMA:		
PLANO: BASE PARA MASCOTA				FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 2 : 15	Nº PLANO 26



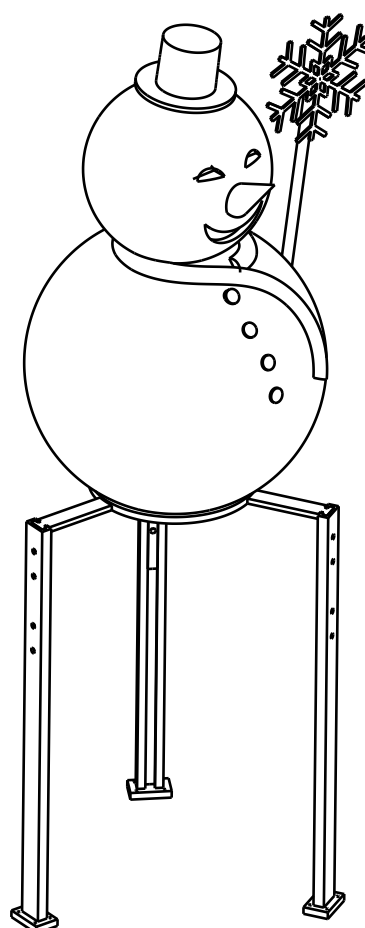
Bottom view
Scale: 1:15



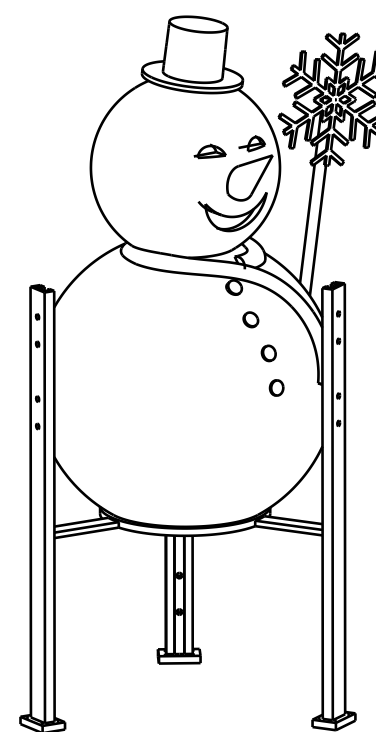
Front view
Scale: 1:15




Front View
Scale: 1:15



Isometric view
Scale: 1:20



Isometric view
Scale: 1:20

 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.		DEPARTAMENTO: Ingeniería mecánica, energética y de materiales		
	INGENERO INDUSTRIAL				
PROYECTO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA			REALIZADO: de la Torre González, Miguel		
			FIRMA:		
PLANO: CONJUNTO MASCOTA			FECHA: 03 Junio 2012	ESCALA: 1 : 15	Nº PLANO: 28



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

PLIEGO DE CONDICIONES

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012



4. PLIEGO DE CONDICIONES

4.1. NORMATIVA ESPECÍFICA DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO	4
4.1.1. Lugar de emplazamiento de la máquina y trabajo	4
4.1.2. Ruido.....	4
4.1.3. Vibraciones	4
4.1.4. Iluminación de la zona de trabajo	4
4.1.5. Calor y frío.....	4
4.1.6. Compatibilidad y relación entre los documentos.....	5
4.1.7. Control de calidad	5
4.2. EQUIPAMIENTO ELÉCTRICO.....	6
4.2.1. Generalidades.....	6
4.2.2. Sistemas de puesta a tierra.	6
4.2.3. Protección contra descargas eléctricas, sobrecargas y cortocircuitos.....	6
4.3. SISTEMAS DE CONTROL	6
4.3.1. Requisitos generales.	6
4.3.2. Sistemas de parada.....	6
4.4. MATERIALES Y CONSTRUCCIÓN	7
4.4.1. Materiales.....	7
4.4.2. Soldadura.	7
4.4.3. Elementos de fijación.....	7
4.4.4. Requisitos de calidad.	7
4.5. OPERACIÓN Y UTILIZACIÓN DE LA ATRACCIÓN	7
4.5.1. Documentación necesaria.	7
4.5.2. Personal autorizado.....	8
4.5.3. Responsabilidades del controlador.	8
4.5.4. Protección de partes peligrosas.....	8
4.5.5. Inspección.	8
4.6. MONTAJE	9
4.6.1. Emplazamiento.	9
4.6.2. Operación de montaje.	9
4.6.3. Cuidado del equipamiento mecánico.....	9
4.6.4. Tornillería.	9



4.6.5. Componentes de vida limitada.....	10
4. MOTOR ELÉCTRICO.	10
4.7.1. Notas generales.	10
4.7.2. Requerimientos ambientales.	10
4.7.3. Almacenaje.....	10



4.1. NORMATIVA ESPECÍFICA DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO

4.1.1. Lugar de emplazamiento de la máquina y trabajo

- Directiva del Consejo 89/391/CEE de 12 de junio de 1989; relativa a la aplicación de medidas para promover la mejora de la seguridad y la salud de los trabajadores en el trabajo.

- Directiva del Consejo 89/654/CEE, de 30 de noviembre de 1989; relativa a las disposiciones mínimas de seguridad y de salud en los lugares de trabajo (primera directiva específica con arreglo al apartado 1 de artículo 16 de la Directiva 89/391/CEE).

4.1.2. Ruido

- Real Decreto 1316 de 1989, sobre la protección de los trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.

- Normas UNE relativas a protectores auditivos.

4.1.3. Vibraciones

- Ordenanza general de Seguridad e higiene en el trabajo. Artículo 31: Ruidos, vibraciones y trepidaciones. (Orden del Ministerio de Trabajo de 9/3/71).

- Norma UNE-EN ISO 8041:2006.

- Norma UNE-EN 30326-1.

- Norma ISO 2631-2:2003.

- Norma ISO 5349-2:2002.

4.1.4. Iluminación de la zona de trabajo

- ISO 8995-1:2002/Cor 1:2005

La máquina deberá situarse en una zona con buena iluminación, tanto para el trabajo como para ser visible.

4.1.5. Calor y frío

- Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo. Orden de 9 de Marzo de 1971. Ambientes térmicos, instrumentos y métodos de medida de los parámetros físicos.

- Norma española UNE-EN 27726, Marzo de 1995.

- Ergonomía. Determinación de la producción calor metabólico. Norma española UNE-EN 28996, Marzo de 1995.



- Ambientes calurosos. Estimación del estrés térmico del hombre en el trabajo basado en el índice WBGT. Norma española UNE-EN 27242, Enero de 1995.

- Norma internacional ISO 7933, Julio 1989.

- Norma europea CEN 27730, Julio de 1993.

El ambiente alrededor de la máquina deberá ser adecuado para el trabajo de las personas, según se establece en las citadas normas. En caso de condiciones ambientales que no estén dentro de las normas no se podrá proceder al montaje, desmontaje o reparación de la máquina.

4.1.6. Compatibilidad y relación entre los documentos

En el caso de contradicción entre los planos y el pliego de condiciones, prevalecerá lo descrito en este último documento, lo mencionado en los planos y omitido en el pliego de condiciones o viceversa, habrá de ser ejecutado como si estuviera expuesto en ambos documentos.

4.1.7. Control de calidad

Se deberá solicitar de sus proveedores, al efectuar los acopios de materiales y elementos, los certificados de fabricación de los mismos.



4.2. EQUIPAMIENTO ELÉCTRICO

4.2.1. Generalidades

Las instalaciones eléctricas deben cumplir los requisitos de todas las partes de la Norma Europea EN 60204-1, excepto aquellos que sean ampliados o modificados en este documento.

4.2.2. Sistemas de puesta a tierra.

El sistema de puesta a tierra se debe implementar de conformidad con la Norma IEC 60364-4-41.

4.2.3. Protección contra descargas eléctricas, sobrecargas y cortocircuitos.

Se deben tomar las medidas de protección contra el contacto indirecto de acuerdo con la Norma IEC 60364-4-41.

Los sistemas de protección contra sobrecargas y cortocircuitos deben ser conformes a las Normas HD 384.4.43S1 y HD 384.4.473S1

4.3. SISTEMAS DE CONTROL

4.3.1. Requisitos generales.

Los sistemas de control que incorporan elementos neumáticos, hidráulicos y mecánicos deben estar de acuerdo con la Norma Europea EN 954-1 y con la evaluación del riesgo realizada de acuerdo con la tabla A.1 de la Norma EN 1050:1996.

4.3.2. Sistemas de parada.

Las funciones de parada deben cumplir los siguientes requisitos:

- “función de parada” conforme a lo especificado en el apartado 9.2.7.3 de la Norma Europea EN 60204-1:1997.
- “desconexión de emergencia” conforme a lo especificado en el apartado 9.2.5.4.3 de la Norma Europea EN 60204-1:1997.
- “parada de emergencia” conforme a lo especificado en el apartado 9.2.5.4.2 de la Norma Europea EN 60204-1:1997.



4.4. MATERIALES Y CONSTRUCCIÓN

4.4.1. Materiales.

Los aceros para componentes estructurales y para componentes de máquinas deberán seguir la Norma Europea EN 10025.

Las aleaciones de aluminio se deben elegir de acuerdo con la Norma Europea EN 573-3.

4.4.2. Soldadura.

Las uniones soldadas por fusión de acero, níquel, titanio y sus aleaciones deberán cumplir con la norma EN ISO 5817.

Las uniones soldadas por arco de aluminio y sus aleaciones soldables deberán cumplir con la norma EN 30042.

Los soldadores deben estar suficientemente cualificados y aceptados de acuerdo con las Normas Europeas EN 287-1 para acero y EN 287-2 para aluminio.

4.4.3. Elementos de fijación.

Las tuercas y los pernos se deben seleccionar de acuerdo con la Norma Europea EN ISO 898-1.

4.4.4. Requisitos de calidad.

Como requisitos mínimos se deben aplicar las siguientes normas para garantizar la calidad de los diferentes procesos.

- EN 10160. Examen por ultrasonidos de los productos planos de acero de espesor igual o superior a 6 mm.
- EN 10164. Aceros de construcción con resistencia mejorada a la deformación en la dirección perpendicular a la superficie del producto.

4.5. OPERACIÓN Y UTILIZACIÓN DE LA ATRACCIÓN

4.5.1. Documentación necesaria.

Los documentos que deberán estar presentes en la atracción en todo momento son:

- Manual de funcionamiento
- Libro de operaciones
- Expediente técnico oficial
-



4.5.2. Personal autorizado.

Los operadores y asistentes que realicen funciones críticas de seguridad de la máquina deberán tener 18 años de edad como mínimo.

Los asistentes que no realicen tareas críticas en cuanto a seguridad deberán estar por encima de la edad mínima de empleo estipulada en las leyes nacionales del país de utilización de la atracción.

4.5.3. Responsabilidades del controlador.

El controlador debe:

- Garantizar que la documentación requerida está actualizada y acompaña a la atracción en todo momento incluido en su compra o venta.
- Seleccionar y formar a los operadores y asistentes siguiendo los requisitos anteriormente descritos.
- Dirigir de forma segura las operaciones de montaje y desmontaje de la atracción
- Garantizar el funcionamiento seguro de la atracción de acuerdo con las leyes, disposiciones y reglamento establecidos por las autoridades pertinentes.
- Dirigir de forma segura las operaciones de servicio, mantenimiento, reparaciones y modificaciones.
- Garantizar que sólo funcionen las atracciones que tengan permiso de funcionamiento en vigor.

4.5.4. Protección de partes peligrosas.

Todas las partes peligrosas de las máquinas de las atracciones a las que se pueda tener acceso se deben proteger con resguardos conformes con las Normas Europeas EN ISO 12100-1 y EN ISO 12100-2.

4.5.5. Inspección.

Se deberá realizar una inspección visual de los elementos estructurales y uniones atornilladas antes de cada puesta en marcha.

Tras la operación de montaje la atracción deberá ser inspeccionada por una entidad acreditada antes de su puesta en marcha.

Se deberá hacer una inspección exhaustiva por una entidad acreditada de todos los componentes de la atracción cada 30000 ciclos.



4.6. MONTAJE

4.6.1. Emplazamiento.

Las atracciones sólo se deben instalar de acuerdo con los requisitos nacionales aplicables localmente.

Se debe garantizar que el terreno donde se emplace sea apropiado a tal efecto. Que pueda soportar con seguridad la carga de la atracción y que sea suficientemente plano, uniforme y estable. Se debe tener en cuenta también el drenaje.

Se deben tener en consideración la posición de los servicios subterráneos y de las líneas eléctricas aéreas que puedan presentar peligros durante el montaje y funcionamiento de la atracción.

4.6.2. Operación de montaje.

El proceso de montaje y desmontaje en el lugar de emplazamiento debe realizarse bajo la supervisión directa del controlador o de otra persona formada o con experiencia en este tipo de trabajo que haya sido autorizada por el controlador.

En la zona donde se esté montando o desmontando la atracción no se debe permitir la presencia de público.

Los cables de acero para el montaje y desmontaje de la atracción se deben utilizar de acuerdo con la norma aplicable.

4.6.3. Cuidado del equipamiento mecánico.

Los controladores deben disponer de procedimientos para asegurar que los componentes críticos para la seguridad:

- Son identificables individualmente si parecen los mismos pero no son intercambiables.
- Se almacenan de manera que se minimice el deterioro y la contaminación.
- Se limpian y lubrican de acuerdo a lo requerido por el manual.
- Se montan empleando dispositivos de sujeción adecuados y fijación correctamente empleados.

4.6.4. Tornillería.

Se debe prestar una atención muy especial a las uniones atornilladas mediante pares de apriete, las dimensiones y las clases de tornillos de acuerdo con los requisitos de los documentos de diseño. Las llaves dinamométricas se usaran según se requiera.



4.6.5. Componentes de vida limitada.

Los componentes con una vida útil operativa especificada se deben revisar para comprobar su seguridad funcional. Si se encuentra un daño repetido o inusual, se debería comunicar al fabricante o al diseñador responsable y solicitar la confirmación de una entidad de inspección.

4. MOTOR ELÉCTRICO.

4.7.1. Notas generales.

La máquina cumple con la directiva 2006/42/EC que engloba a las máquinas de baja tensión y sus correspondientes instalaciones. No se podrá poner en marcha hasta que no se compruebe que la máquina está conforme con la directiva EN 60204-1.

4.7.2. Requerimientos ambientales.

Se recomienda el uso de la máquina en temperaturas comprendidas entre -20°C y 40°C, instalada a menos de 1000 metros de altura y una humedad relativa del 60%.

4.7.3. Almacenaje.

La máquina deberá almacenarse con una cubierta flexible o rígida evitando el contacto con radiación solar intensa, lluvia, nieve, hielo o polvo durante largos periodos de tiempo.

En caso de estar parada más de 12 meses se deberá comprobar el estado de la lubricación de los rodamientos. En caso de estar en mal estado, contaminada o haber perdido grasa, deberá ser remplazada. En caso de funcionamiento normal los rodamientos están diseñados para aguantar 20000 horas de funcionamiento bajo fuerzas axiales y radiales.

El eje debe rotarse una vez al mes en caso de periodos largos de parada.



Pamplona, 2 de Julio de 2012.

Miguel de la Torre González.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

PRESUPUESTO

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012

5. PRESUPUESTO



	Cantidad material kg	€/kg	Coste materia prima €/ud	Coste fabricación €/ud	Total por unidad €/ud.	Número total de unidades	Precio total €
Soporte del asiento							
Barra Inferior	11.53	0.64	7.38	275.00	282.38	20	5,647.53
Barra superior	4.77	0.64	3.05	275.00	278.05	20	5,561.04
Soporte	59.18	0.64	37.88	220.00	257.88	10	2,578.75
Unión inferior	3.57	0.64	2.28	870.00	872.28	10	8,722.85
Unión superior	14.40	0.64	9.22	935.00	944.22	10	9,442.16
Brazo							
Brazo movil	62.92	0.64	40.27	2,350.00	2,390.27	10	23,902.69
Brazo fijo	386.00	0.64	247.04	4,500.00	4,747.04	10	47,470.40
Soporte brazo							
Soporte brazo	37.36	0.64	23.91	315.00	338.91	10	3,389.10
Cierre soporte brazo	1.02	0.64	0.65	65.00	65.65	20	1,313.06
Columna							
Columna	157.90	0.64	101.06	1,700.00	1,801.06	10	18,010.56
Base							
Base	2,219.00	0.64	1,420.16	2,350.00	3,770.16	1	3,770.16
Plataforma							
Plataforma	600.00	0.64	384.00	325.00	709.00	2	1,418.00
Tornillos							
M10 6.8	6.00					40	240.00
M20 6.8	13.00					20	260.00
M12 6.8	11.00					40	440.00
M12 6.8	11.00					50	550.00
M20 10.9	19.00					60	1,140.00
Pasadores							
D25 100mm				55.00		20	1,100.00
D50 120mm				80.00		10	800.00
D20 120mm				60.00		20	1,200.00
Engranajes							
D80 Z10				620.00		1	620.00
D288 Z36				1,400.00		1	1,400.00
D96 Z12				700.00		1	700.00
Rodamientos							
61816					169.63	20	3,392.60
51117					95.50	20	1,910.00
32010 X/Q					59.25	20	1,185.00



33110 X/Q					98.40	20	1,968.00
32305 J2					52.04	10	520.40
294/1000EF					570.00	1	570.00
Varios							
Material fungible					2,500.00		2,500.00
Actuadores hidráulicos							
CNSC-125 1000					1,320.20	10	13,202.00
Motor eléctrico							
1LA5207-0AB60					2,739.50	1	2,739.50
Electricidad							
Instalación eléctrica e iluminación					4,500.00	1	4,500.00
Decoración							
Mascota	28.77	0.13	3.74	235.00	238.74	1	238.74
Decoración brazo					300.00	10	3,000.00
Base para mascota	40.18	0.64	25.72	335.00	360.72	1	360.72
Guías	10.61	0.64	6.79	190	196.79	3	590.3712
Remolque							
Cabeza tractora y remolque					80,000.00	1	80,000.00
Coste de adaptación					15%	1	12,000.00
Montaje							
Montaje						1	15,000.00
SUBTOTAL							€ 272,145.05
Coste de diseño e ingeniería							
15% Sobre precio material							312,966.81
TOTAL							€ 312,966.81



Pamplona, 2 de Julio de 2012.

Miguel de la Torre González.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA ATRACCIÓN DE FERIA

BIBLIOGRAFÍA

Miguel de la Torre González

Vanesa Estremera Carrera

Pamplona, Julio de 2012



6. BIBLIOGRAFÍA

1. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell.
2. UNE-EN 13814: Maquinaria y estructuras para parques y ferias de atracciones. Seguridad.
3. UNE-EN 1991-1-4:2007 Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 1-4: Acciones generales. Acciones de viento.
4. UNE-EN 10025-2:2006 Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros no aleados.
5. UNE-EN 1993-1-8 Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero. Parte 1-8: Uniones
6. Normativa ANSI/AGMA 2001-D04.
7. DATOS ANTROPOMÉTRICOS DE LA POBLACIÓN LABORAL ESPAÑOLA. Antonio Carmona Benjumea. CNMP Sevilla. INSHT.
8. MÁQUINAS ELÉCTRICAS. Apuntes de 3º Ingeniería Industrial de la UPNA.
9. DISEÑO DE MÁQUINAS. Apuntes de 5º Ingeniería Industrial y 3º Ingeniería Técnica Mecánica de la UPNA.
10. SKF GROUP – BEARINGS AND LUBRICATION SOLUTIONS. www.skf.com
11. WAIRCOM – MBS. www.waircom-mbs.com
12. SIEMENS. www.siemens.com
13. SMC – WORLDWIDE LEADING EXPERTS IN PNEUMATICS. www.smc.eu
14. MADRID FERIAS – AMIGOS DE LA FERIA. madridferias.webcindario.com



Pamplona, 2 de Julio de 2012.

Miguel de la Torre González.